

国际电气工程先进技术译丛

风能系统——实现安全可靠运行的优化设计与建设

Wind Energy Systems: Optimising Design and Construction for Safe and Reliable Operation

（丹麦） John D. Sørensen
Jens N. Sørensen 等著

胡书举 等译



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

国际电气工程先进技术译丛

风能系统——实现安全可靠运行的优化设计与建设

（丹麦） John D. Sørensen
Jens N. Sørensen 等著

胡书举 等译





机 械 工 业 出 版 社



图书在版编目（CIP）数据

风能系统：实现安全可靠运行的优化设计与建设/（丹）索伦森（Sørensen，J. D.），（丹）索伦森（Sørensen，J. N.）等著；胡书举等译. —北京：机械工业出版社，2013. 4

书名原文：Wind energy systems：optimising design and construction for safe and reliable operation

国际电气工程先进技术译丛

ISBN 978-7-111-41950-1

Ⅰ. ①风… Ⅱ. ①索…②索…③胡… Ⅲ. ①风力发电机—发电机组—设计 Ⅳ. ①TM315

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2013）第 061212 号

机械工业出版社（北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037）
策划编辑：付承桂 责任编辑：闫洪庆
版式设计：霍永明 责任校对：张晓蓉
封面设计：马精明 责任印制：乔 宇
北京机工印刷厂印刷（三河市南杨庄国丰装订厂装订）
2013 年 6 月第 1 版第 1 次印刷
169mm × 239mm · 30.75 印张 · 635 千字
0 001—2 800 册
标准书号：ISBN 978-7-111-41950-1
定价：128.00 元





译 者 序

全球风力发电产业在近年来得到了快速发展，风力发电已经成为能源结构中不可或缺的重要元素；我国自“十一五”以来，风力发电的发展非常迅速，目前累计装机容量和年度新增装机容量均为全球第一，在世界风电大发展的格局下，我国风电产业取得了令世界瞩目的成绩。但是也必须正视我国风电产业快速发展的同时所面临的各种问题。大规模风电场越来越多，海上风电开始加快发展，风力发电在电力供应中的比重越来越大，如何保证风力发电的运行具有足够的安全性与可靠性，成为风电产业面临的重大问题，也将影响风电是否能够在未来能源结构中发挥更重要的作用。

本书集合了多个国家的多名风电知名专家学者共同参与编写，从基础风能资源、设计、安全与可靠性，风能系统材料、设计和部件开发，风能系统运行和维护、性能评估及优化，海上风能系统设计、建设、运行和维护等四个方面展开论述，内容翔实，涵盖了理论分析、工程经验、最新发展趋势等方面，较好地兼顾了风电相关的科学、技术与工程实际问题，有助于风电科研及工程技术人员系统地理解如何从实现安全可靠运行的角度对风力发电的设计与建设进行优化。

本书由中国科学院电工研究所副研究员胡书举主译，参与本书翻译和校对工作的主要人员还有孟岩峰、陈兴茹、龚文明、宋斌、邓雅、王玲玲、马憨、李丰林、门艳娇等，其中胡书举负责第1、2、4、5、7、8、11、12、13、17章的翻译和校对，孟岩峰负责第3、9、10、16章的翻译和校对，中国水利水电科学研究院高级工程师陈兴茹负责第15、18章的翻译，龚文明负责第6、14章的翻译；此外，博士研究生霍现旭、黄伟煌、李旭、夏安俊，硕士研究生张烨、丘晓明、朱琼峰，北京科诺伟业科技有限公司的门艳娇等也参与了部分翻译和公式、图片的处理工作（未专门标出单位的人员，单位均为中国科学院电工研究所）。全书由胡书举统稿。

由于译者水平有限，本书翻译难免存在一些疏漏之处，望读者予以批评指正。

译 者

风力发电是近年来发展最快的可再生能源形式之一，也是最具规模化应用前景的能源形式之一，在当前和未来的能源结构中发挥着越来越重要的作用。随着风力发电在电力供应中的比例不断提高，如何通过设计和施工建设的优化，更好地保证风力发电运行的安全性与可靠性已经成为产业面临的关键问题。

本书深入全面地介绍了风能开发利用过程中可能涉及的多个技术方面，从风资源的评估、风电场的选址方法，以及气动弹性力学、空气动力学和疲劳载荷对于风能系统安全可靠性的影响，到风能系统分部件的设计和开发，以及施工安装及机组运行维护问题都进行了深入全面的论述，并且讨论了低风速环境和寒冷气候条件下风能系统的性能评估和优化路线，针对海上风电及其相关环境问题，论述了海上风能系统的发展、施工安装方法、海上风电运行和维护的关键问题和策略等内容。本书既包括理论分析，也有工程经验，同时说明了最新发展趋势和相关信息，有助于读者全面理解风力发电的系统知识。

本书适合从事风能技术研究、设计、建设、运行和维护的科研人员、工程师和专业学者阅读参考，也可作为高等院校相关专业教师和本科生、研究生的参考书。

Wind Energy Systems：Optimising Design and Construction for Safe and Reliable Operation，edited by John D. Sørensen and Jens N. Sørensen.

Original English language edition published by Woodhead Publishing Ltd.

本书版权登记号：图字 01-2011-3212 号



目　录

第3部分　风能系统运行和维护、性能评估及优化

第 4 部分 海上风能系统设计、建设、运行和维护

第 1 部分　基础风能资源、设计、安全与可靠性

第 1 章　风电场开发的气象学与风资源评估

R. J. BARTHELMIE，S. C. PRYOR，印第安纳大学，美国

摘要：风能项目中评估风资源（风速、方向分布、湍流强度等）时，对于风和湍流气候空间和时间变化的细节和准确度水平的要求，超过了其他目的所要求的。因此宽范围的测量与模型已经被开发出来用来提供评估，针对初期站点识别、基于短期测量量化长期风资源、推断垂直风速廓线、计算每台风力机的潜在功率输出，以及评估风电场布局，以优化功率输出。这里我们给出了风资源评估方面最新研究进展的概述，展望了不远的未来建模与测量技术的发展。

关键词：风资源，测量，建模，尾流，气候

1.1　引言

风能开发中，识别有前景场地的过程，不仅取决于风能资源的量级[1]，而且取决于其他因素，例如与电网的接近程度。环境影响评估和/或计划限制经常导致风电场中的风力机或者甚至整个风电场在计划阶段被修改、改变甚至否决。然而，这里将专门集中于能够指示风资源的气象参数，并调研强的风资源评估能够完成的机制。我们将进一步讨论能够指示一个站点实际发电量的气象因素，并简要清楚地表达用于完成发电量预测的方法。

1.2　风气候评估

一个特殊位置的风气候是大量时间和空间尺度上的过程函数[2]，从风能的观点看，风和湍流在从十数年到数秒的尺度上的变化性影响一个站点的总体经济性/预期性。风能开发中为描述站点的具体风能资源特征，通常需要进行一定步骤，如图 1-1 所示，并在接下来一节中描述。

1.2.1 国家评估

区域规模的风气候评估可以使用各种数据资源和方法来完成，没有必要足够准确地构建“可获利的”风资源，但是将有可能识别值得进一步调研的区域。进行经济开发所需要的精确风速和能量密度气候，除去其他事项，依据下面几点而变化：适当的支持机制的类型，电网延伸到站点是否有必要，是否由输电运营商安装或者这是否是风能开发的一部分。这意味着风气候经常根据风速类别清楚地表达，以便用户可以做出他们自己的判断，关于可用的风资源是否指明值得建议的区域或站点。

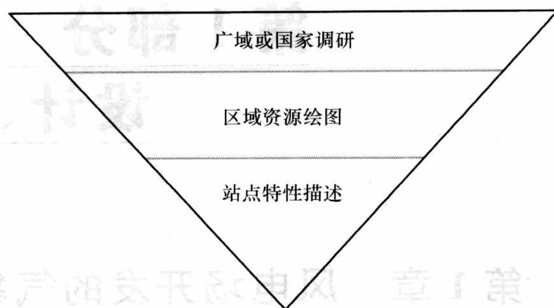


图 1-1　开发站点气候学的步骤

一些国家/地区已经通过政府或其他机构（例如国家气象服务或者能源部门）完成了风气候评估，使用各种途径和数据资源，包括：

1）再分析产品的分析[3-5]。再分析项目从多个来源的范围提取数据，这些来源经过了品质控制，并且与一致的数据仿真系统（模型）相似。因而这些再分析产品是被同化地观测，以及用于提供大气完整表示的“背景”信息的混合，这些信息由最近的以前的分析发起的短期预测推导得到。再分析产品因而包含四维的、均匀分布的以及系统的数据集。再分析系统原则上不是为风气候设计的，与风速单独观测的对比显示出实质性差异[6]。不过，它们具有在时间和空间上自然的一致和连续的优势，但是劣势是全球再分析数据集仅在相当粗糙的时间和空间（水平和垂直的）尺度上可用。然而，近来具有相对高的时间与空间分辨率的区域再分析已经被承担（例如北美区域再分析于 1979～2006 年在 32km×32km 的分辨率上可用）[7]。

2）气压梯度数据[8,9]。地转风速（即在缺乏摩擦效应及等压线曲率情况下可以获得的风速）的估计可以通过平均海平面气压数据推导出来。该技术已经证实，在为检查气候变化性重建长时序方面特别有用[10]，但是不能自然地反映具体位置的实际风气候。气压梯度也被用来估计极端风速[11]。

3）来自国家气象观测网络的近地表气象或其他风速测量[12,13]。近地表风速的观测记录会遭遇数据不均匀的问题，这与引入新的测量技术或协议（例如美国 20 世纪 90 年代自动地表观测系统的部署）或者站点的再布置、站点特性的修正有关系，因此必须考虑解释这些数据[6]。

4）中尺度建模。数值和解析[14]模型已经被用来在地区性、国家以及大陆性领域的空间分辨率范围内，绘制风气候和风能资源，例如参考文献［15，16］。这些

研究活动的更多细节将在下面介绍。

5）卫星携带远程传感器已经被用来获得海上风气候的估计值[17]。到目前为止，使用最广泛的卫星数据来自配备了散射仪（例如 QuikSCAT）和/或合成孔径雷达（SAR）的极地轨道卫星[18-21]。作为结果的数据集具有高的空间覆盖度[22]；然而，它们在风速估计、数据切断的准确度方面有局限性，由于将背散射转化为风速的方法的运行范围、沿岸地带的有限数据可用性，以及描述风资源特征的足够图像的可用性[23,24]。

简要反映在这些数据源的长处与弱点上面是有益的。直接在站观测数据本质上没有参数化问题，但是会遭受由使用仪器的改变、仪器故障、观察站移动、土地使用的变化或者观察站附近障碍物等因素产生的不均匀，可能受到大量丢失数据的限制，在计算强风气候方面具有相对粗糙的数据分辨率（例如在美国来自 NWS 网络的风速被报告到最近的全部节点）。而且观测站点可能具有、也可能没有区域代表性。相关地再分析仿真包可以保证数据集的同质性和完整性，但是近地表风速受模型物理性、分辨率以及被同化的数据的强烈影响。卫星携带的仪器，例如 SAR 和散射仪可提供优良的空间覆盖，但常常具有较低的时间分辨率、相对低的精度，在沿岸地带找回准确数据的能力受到限制。数值模型原则上可以仿真风变化性的动态原因，但是其准确度当然受一些因素支配，例如使用的参数化方法以及横向边界条件的准确度。作为这些相对的长处和弱点的结果，风气候常常由以上的一个或多个组合推导而来。

图Ⅰ（见封二）显示了来自欧洲 Wind Atlas 的著名的风资源地图[13]已经被 Risø DTU（见 www. wasp. dk）更新。本研究中使用的 WAsP 模型[14]已经在很多国家被用来绘制风资源地图，这将在下面简要描述。

1.2.2 地方风气候评估

一旦区域已经被识别具有合适的风气候（即适度或者更好的风资源），为了能够识别可能的开发站点，可以使用进一步的建模和绘图，在空间和时间上以更高的分辨率描述风速特征。尽管过去已经使用了各种途径，例如对于海上测量从船上[25]或者水面观察[26]，但是最通用的当代方法是中尺度建模。

中尺度气象模型通常应用于风能资源评价，本质上是数值天气预报模型，使流体域离散化及解初始方程（即大气动力学基本方程）[27]。这些模型描述了大气的三维（温度、压力、湿度）的时间演变[28]。中尺度建模在风资源评价方面具有优势，因为不需要当地的在站气象数据；甚至也可以用于适度复杂的地形[29,30]，以及海上[31-33]，可以运行（假设足够的计算资源可用）在分辨率低至大约 1km 的情况下。对于所有建模，输出的品质是由输入数据的品质决定的，这些数据提供了横向、边界和初始条件，以及用于未解决过程的参数化。对于风能，关键输入数据包括地形和表面粗糙场，可以由遥感数据详细推导。中尺度模型可以使用多种数据源进行初始化（例如从再分析数据或无线电探空仪测量中获得的温度廓线）。在产生

风气候方面，中尺度模型的运行通常用于特定的、在气候上有代表性的案例，随后合成以产生全面的风气候[29]，而不是用来仿真多年的完整气候。尽管最初有限的计算资源造成中尺度模型被用来仿真特殊的状况与现象（例如参考文献［34］），但是现在正越来越多地用来产生风能资能分布图。实例包括：

1）加拿大风能资源分布图（Canadian Wind Energy Atlas）http：//www.windatlas.ca/，基于 MC2 中尺度模型[35]。

2）瑞典境内的风资源绘图，使用 MIUU 中尺度模型[36]。

1.2.3 站点评估

一旦有希望的开发站点被识别，大多数取决于其位置和/或资金的项目需要实施在站资源评估。这样一个项目通常有两部分：短时期内完成就地气象测量，随之设计分析将这些测量与更长期气候条件相关联，这些条件是风力机一旦安装，就开始经历的。对于在站测量的必要性可能会有例外，例如，如果从一个或多个接近和类似站点相似条件中得到高品质的测量，以及项目不需要取得外部资助。

1.3 从风气候到风资源

风的瞬时能量密度 E 与风速 U 的三次方成正比：

$$E = \frac{1}{2}\rho U^3 \tag{1-1}$$

因此测量风速的不确定性会放大为能量密度的不确定性，这也是需要详细在站测量的一个原因[37]。如上所述，可能存在为其他目的所做的风测量，但是很少具有足够的品质来完成准确的风能评估。准确决定轮毂高度的平均风速没有足够的方法。因为功率输出很大程度取决于风力机功率曲线对应的风速，能量密度由风速概率分布上面的百分点所支配，必须描述整个风速分布的特征。这里给出了一个丹麦沿海站点风速带与能量密度以及潜在发电量之间关系的说明。50m 高度观测的 1997 ~2003 年风速概率分布如图 1-2 所示，随着对两参数威布尔（Weibull）分布的数据进行拟合，其中风速 u 的出现频率 $f(u)$ 由下式给出：

$$f(u) = \frac{k}{A}\left(\frac{u}{A}\right)^{k-1}\exp\left(-\left(\frac{u}{A}\right)^{k}\right) \tag{1-2}$$

站点的平均风速是 8.1m/s，威布尔比例因子 A（与集中趋势有关）是 9.1m/s，形状因子 k（与可变性有关）是 2.25。如图 1-2 所示，数据很好地由两参数威布尔分布表示，是北欧简单的地形和普通的站点，没有渠道气流或者大量的无风天气[38]。

Bonus 公司 1MW 风力机，轮毂高度为 50m，样本功率曲线也在图 1-2 中给出。总潜在功率输出（P）可以结合风速分布与功率曲线（$P(u)$）来计算[39]：

$$P = \int_0^\infty \left(\frac{k}{A}\right)\left(\frac{u}{A}\right)^{k-1}\exp\left(-\left(\frac{u}{A}\right)^{k}\right)P(u)\,\mathrm{d}u \tag{1-3}$$

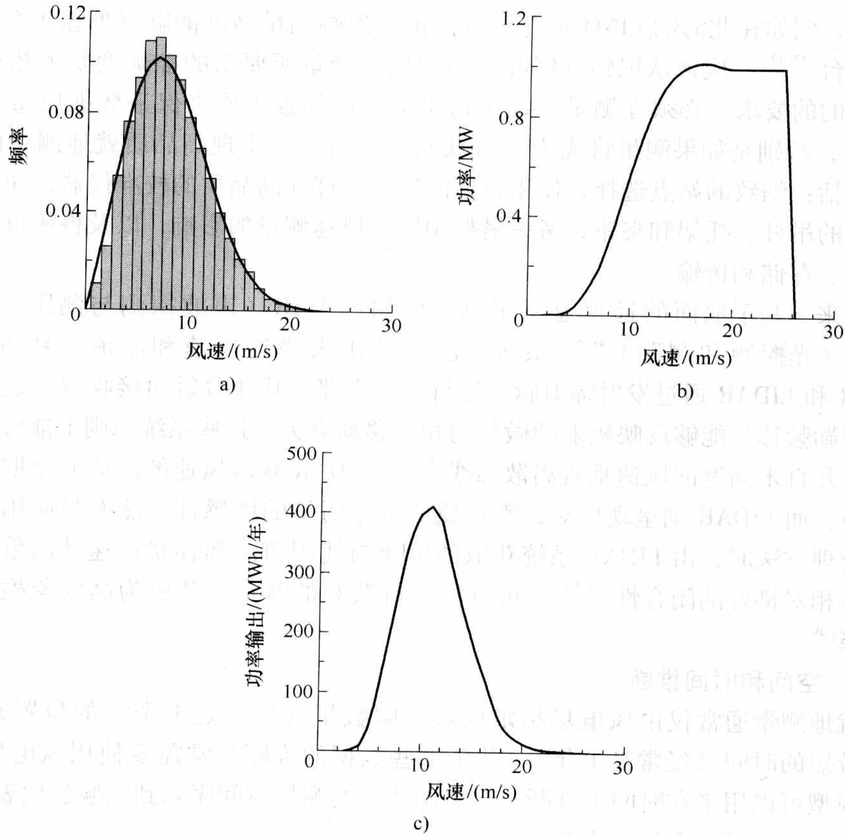


图　1-2

a）观测（柱状）与威布尔拟合（线）的样本风速分布　b）Bonus 公司 1MW 风力机的一个样本功率曲线　c）该站点 Bonus 公司 1MW 风力机的风速-功率输出（每年的兆瓦时数）

如图 1-2 所示，观测的 11m/s 以上风速少于 20% 的时间，但是能够贡献大约一半的总功率输出。尽管不是本章重点，但是值得注意风气候在指示风力机极端与疲劳载荷方面同样起着关键作用[40]。接近 25m/s（大部分风力机在此风速下由于安全原因而关闭）的高风速在功率集成背景下可能很重要，但是在大部分地区，20m/s 以上风速对于总功率输出的贡献相对较小，因为很少观测到（见图 1-2）。

完成准确的风能在站资源测量是一项需要技能的任务。一般推荐风力机轮毂高度的测量，因为这将减小能量预测的总体不确定性。但是对于小项目，特别是海上风能开发，测量 50m 高度以上的代价非常大。这种情况下，一些推断垂直风速廓线的方法会有必要，这些将在下面讨论。同样将有必要考虑由于自然气候变化性造成的长期风速变化，这些也会在以下考虑。

1.3.1　就地测量

传统气象桅杆上的就地测量很大程度上被限制在低于 100m 的高度[41]，尽管一

些设施，例如在北海的 FINO 研究平台提供了顶端测量高度能够延伸至 100m 或以上的平台[42,43]。应该认识到风资源评估中风速测量所要求的准确度要远超过一般气象目的的要求，必须在测量活动中付出大量的细致工作来保证数据质量和代表性[37,44]，特别是如果测量将成为“可获利”的材料。实现高品质就地测量的关键方面包括：细致的站点选择，使用合适的气象桅杆和高品质的校准仪器，使用足够长和细的吊杆、托架和夹钳，考虑塔架阴影对风速测量的影响，以及鲁棒可靠数据的获取、存储和传输。

近来，基于地面的远程遥感工具，例如 SODAR（声波探测与测距）[45-47] 和 LIDAR（光探测和测距）[48-51] 系统，已经被用来描述风速和湍流廓线的特征。SODAR 和 LIDAR 通过发射辐射脉冲运行，一小部分脉冲散射回接收器。返回信号的多普勒频移与能够反映辐射的微粒的相对移动有关。这些系统原则上能够获取地面以上几百米高度的风速垂直离散廓线[52]。SODAR 获取风速的品质非常取决于环境噪声，而 LIDAR 则呈现出对云雾造成的信号污染的敏感性。然而当应用精细的数据处理方法时，由 LIDAR 系统获取的风速与使用声波和杯状风速计的就地测量呈现出相对良好的闭合性[53-55]，可以提供可获利的测量，并成为高气象桅杆的一种选择[48,49]。

1.3.2 空间和时间推断

就地测量通常仅由风电场指定区域有限数量（经常是 1 个）的位置来承担，持续较短的时间（经常是 1 年），基于那些数据的推断常常需要使用风电场模型。这些模型可以用来在时间上推断——也即从短的测量时间序列到气候学代表期，来评估跨越风电场站点的变化度。

风电场模型倾向于高度参数化或线性化，以提高速度（或者减少计算资源的需求量）。一般使用这种模型来仿真大约 25km^2 区域的风资源，预测大约 100 台风力机的年功率输出。对于这种任务，这种模型的典型计算时间是 10min 或更少。这里使用 WAsP[14] 作为风电场模型的范本，并将在下面微观选址中讨论。WAsP 基于相似原理——就是在一个区域的一个站点获取观测数据，随同关于表面特性的信息，用来开发区域内其他位置风气候的估计量。因此模型需要输入风速和风向时间序列的测量，以及关于地形的信息、区域内障碍物的粗糙程度和存在情况。WAsP 首先运行一系列模型来“清除”这些本地影响的数据集，提出随之产生的风资源作为区域风气候。然后假设风气候将被预测的站点位于同样的风带内，对于被预测的站点，以逆向供应地形、粗糙度和障碍来运行过程。WAsP 不模拟气流分离，因此不应该在复杂地形的气流中应用。然而，有工具来提高适度复杂地形下的预测[56]。WAsP 同样假设风速数据拟合两参数威布尔分布，如前所述。明显地，通过风电场模型，例如 WAsP 产生的风资源评估的品质取决于用作输入的数据的质量。例如，如果仅有短时序列用作输入，对推断至长期风气候的校正将有必要应用于 WAsP 的结果中。WAsP 从不同测量高度至风力机轮毂高度进行推断，使用略微

稳定的对数风速廓线的修正形式（见下述）。不同的参数被用于岸上和海上，如果更多的信息可用，例如表面热通量，还可以对参数进行修正。WAsP 同样根据每个方向区段粗糙度的改变来修改风速廓线。但是这不能说明时变稳定性的改变，例如昼夜循环[57]。风电场模型也可以包括可视化及电网分布模块，以及在风电场设计中有用的其他工具。

使用风电场模型的一种选择是应用高分辨率中尺度模型[32,33,58]。因为中尺度模型比风电场模型参数化程度低，能够（宽广地）表示大气的物理特性，它在计算资源方面要求更多，仍然很少应用在时序模式中。模拟一系列有代表性的案例，然后根据站点气候组合以进行资源评估，这更加常见[59]。中尺度模型比线性化模型具有更多优点，如果正确应用，可以对热流，例如海风建模，并具有时变的大气稳定性。但是，从模型得到的结果，即使是 1km 的分辨率，仍然必须按比例缩减到具体站点，通常使用统计技术[29]或者风电场模型[60]。在足够大的范围内应用中尺度模型来捕获热-地形流，然后使用风电场模型按比例缩减，这可以是一种很有用的组合。

大量计算资源的可接近性意味着计算流体动力学（CFD）模型开始在风资源方面得到应用。这方面的一个例子是挪威的 WindAtlas（http://www.windsim.com/wind_energy/wind_atlas/index.html），基于 WindSim 模型。到目前为止，CFD 主要应用于具体案例建模[61,62]，但是 CFD 也可以作为风资源评估部分尤其是复杂地形的有力工具。CFD 同样可以与其他类型的模型组合，这样的话其还可用作按比例缩减的工具[63]。其他类型的非线性建模包括大涡流仿真，同样也开始应用于检查具体案例中的气流[64]。

在站风速测量通常仅在 1 年或 2 年的短时期内可用，但是能量输出评估必须在风电场整个寿命期内进行。即使在缺乏气候非稳定性的条件下，风能密度在季节间及年度间时间尺度上的变化可以很大[65]。风速的年度间（及年内）变化性、风指数及能量密度天然地是地域气候、短暂风暴系统的频率和强度以及集合体的空间尺度的函数。短时间尺度内这种变化性造成电力生产的间歇性，需要功率输出（见下述）的短期预报，更长时间尺度时这与项目经济学有关联[66]。风速变化性及能量密度经常使用风指数（WI）定量化[67]：

$$\mathrm{WI} = \sum_{j=1}^{n} \frac{U_j^3}{U_{i\cdots k}^3} \times 100 \tag{1-4}$$

式中，$j=1\sim n$ 表示来自利益期的时序；$i\cdots k$ 表示标准化周期。例如，参考文献［67］使用的风指数中，$i\cdots k$ 代表了标准化期 1990～2001 年间每天四次的观测，$j=1\sim n$ 是来自利益年每天四次的观测。因而，WI 给出了能量密度每年的指数。如果 WI 是 100%，利益年具有的能量密度等同于正常化时期经历的长期平均值。

跨越欧洲大部的历史年间变化性，测量作为年度风指数的标准偏差，大约是 $\pm(10\sim15)\%$（见参考文献［2，67］），十年间的变化性大约是 ±30%（见参考

文献［2］）。一个 WI 实例，使用再分析模型的输出计算，如图 1-3 所示，北欧的一个站点，使用的正常化时期为 1948 ~ 2006 年。如图所示，年间的变化性高达 ±40%。即使假设一份 30 年的记录可用，与整个周期（1948 ~ 2006 年）内的平均值比较，仍然有 ±8% 的变化性。

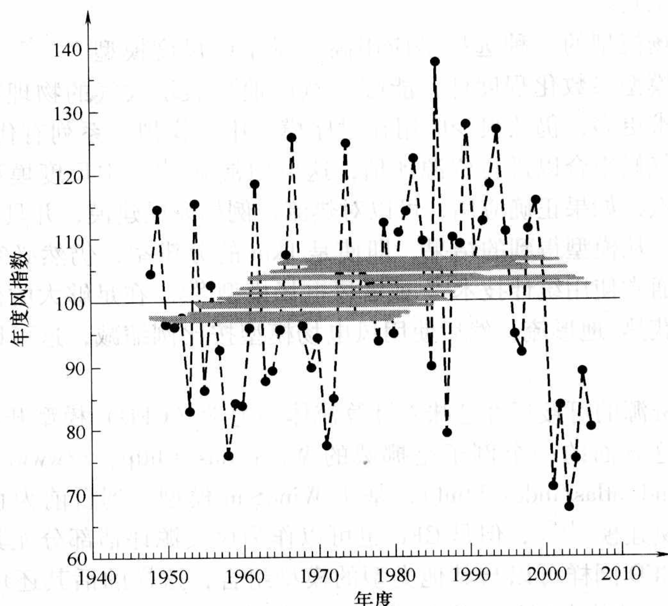


图 1-3　来自 NCEP/NCAR 再分析数据集的年度风指数，针对苏格兰 Edinburgh 附近的电网单元，使用 1948 ~ 2006 年的正常化时期计算。图中点和黑色虚线显示了单独年份的风指数。灰线显示了风指数在记录中逐年移动的 30 年平均值

这强调了在更长期方面考虑短期记录的必要性。有几个实现这种校正的方法，例如：

1）测量-相关联-预报是通常使用线性化校正的关联两个时序的标准方法（例如参考文献［68］）。图 1-4 显示了这种方法的示意图。建立了短期站点风速测量以及与长期参考数据集的重叠期之间的关系（通常通过方向区段），典型的是使用线性回归方程式。方程式随之应用于长期参考数据集，以产生站点的风气候，对于长期的周期具有代表性。一种选择是使用两个周期威布尔分布的两个参数的比率，但是这有可能不能正确地模拟功率密度。

2）假设在长期参考站点，短重叠时期和长期能量密度的比 R_S/R_L，与测量站点两个时期能量密度的比 M_S（短期）/M_L（长期）完全一致，即

$$\frac{M_S}{M_L}=\frac{R_S}{R_L} \tag{1-5}$$

测量站点能量密度的预报可以通过参考站点的数据计算，例如在 WAsP 中对于

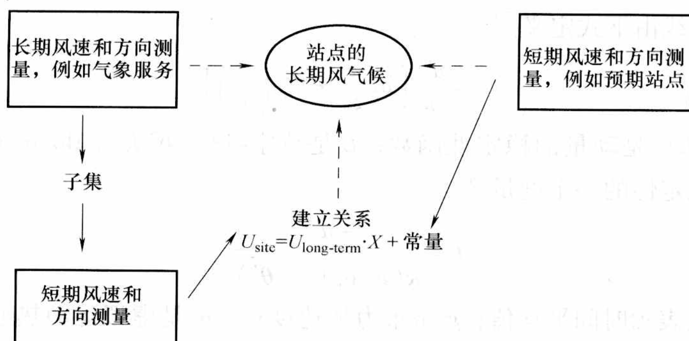


图 1-4　从短期测量到长期站点风气候推断的测量-相关联-预报方法示意图

短重叠时期（R_S）和长期（R_L）。然后“长期校正的”能量密度（M_L）可以通过式（1-5）并使用短期测量的能量密度（M_S）近似得到。

3）使用风能指数比较来自重叠期的能量预报[67]。

这些方法应被认为是近似的，因为很明显，必须假设短期站点数据具有广泛代表性，能够在表现站点风速的方向分布以及捕获风速、湍流与风切边状态方面代表更长期的气候。因为这个原因，全年的数据用于短期测量是必需的，特别是对于海上风电，其稳定性变化是季节性的，而不是日间的[57]。

1.3.3　垂直推断

在大气中，在开始的数十米内风速随高度剧烈变化。几个模型已经被开发出来描述这种变化。最简单的是幂率，高度 z 处的风速（U_z）与参考高度 z_r 处的风速（U_r），通过风切变指数 α 有如下关系：

$$U_z = U_r\left(\frac{z}{z_r}\right)^{\alpha} \tag{1-6}$$

风切变指数包含了所有站点信息，因此不使用关于粗糙度改变或者稳定性的假设，尽管站点数据可以分解到方向区段或者特定时期内，并且针对每个段估计切变指数。

一种选择是使用对数廓线，其中风切变取决于高度与粗糙长度 z_0 的对数以及摩擦速率 u^*：

$$U_z = \frac{u^*}{\kappa}\ln\left(\frac{z}{z_0}\right) \tag{1-7}$$

然而，为避免计算摩擦速率的必要，公式更普遍地用来通过参考高度处的风速计算高度 z 处的风速：

$$U_z = U_r\ln\left(\frac{z}{z_0}\right)/\ln\left(\frac{z_r}{z_0}\right) \tag{1-8}$$

式中，κ 是冯 · 卡尔曼（von-Karman）常数（0.4）。有很多方法用于估计 z_0，最简单的是使用表面类型（例如参考文献［13，69］）。式（1-7）隐含假设大气是近中性的（也即所有湍流来自机械源，并且不会因热效应而改变）。稳定性校正的或

透热的风速廓线由下式定义[70]：

$$U_z = \frac{u^*}{\kappa}\left[\ln\frac{z}{z_0} + \Psi_m\left(\frac{z}{L}\right)\right] \tag{1-9}$$

式中，$\Psi_m(z/L)$ 是动量的稳定性函数；L 是莫宁-奥布霍夫（Monin-Obukhov）长度，是大气稳定性的一个度量[70]：

$$L = \frac{-u^{*3}}{\kappa(g/\overline{\theta_v})(\overline{w'\theta'_v})} \tag{1-10}$$

式中，上划线表示时间平均值；g 是重力加速度；$w'\theta'_v$ 是虚拟运动热通量；θ_v 是虚拟位温。

稳定状态下的稳定性函数 $\Psi_m(z/L)$ 如下，其中 L 为正值：

$$\Psi_m = 4.7\frac{z}{L} \tag{1-11}$$

对于不稳定状态，L 为负值，校正量为

$$\Psi_m = -2\ln\left(\frac{1+x}{2}\right) - \ln\left(\frac{1+x^2}{2}\right) + 2\arctan(x) - \frac{\pi}{2} \tag{1-12}$$

式中，$x = \left(1 - 15\frac{z}{L}\right)^{1/4}$。

图 1-5 提供了风速廓线的示例，使用式（1-6）或式（1-7）推得，通过 10m 高度的测量推断 100m 高度，表示为垂直推断因数（即比率 U_r/U_{10}）。如图所示，分别使用对数廓线，具有适合水面的粗糙度、$z_0 = 0.0002$m 以及使用切变幂率（或幂率）系数/指数为 0.14，推断至 100m 的风速之间存在大约 10% 的差异。从历史上看，切变指数的这个值广泛应用于风速廓线推断，但是近来的测量显示在很多岸上应用方面这个值太低[71]，虽然在 IEC 61400-3《海上风力机设计要求》中说明了该值对于海上应用是合适的。如参考文献［72］所示，该指数提供了所观测垂直风速廓线的很好的描述，它是在状态不是非常稳定的条件下，并在德国 Bright 离岸 45km 的 FINO1 海上研究平台进行的。

如图 1-5 所示，垂直风速廓线的推断，对于中等表面粗糙度（0.1m），使用对数风速与幂率之间的出入更大，尤其是应用相对高的切变指数。后面两种情况的一个主要差别是，显示的对数廓线推导用于近中性稳定性，而具有更高切变指数的幂率可以更好地适应稳定情况。

目前陆上正在安装的风力机平均容量接近 1.8MW，轮毂高度接近 70m，风轮直径为 70～80m[73]。随着轮毂高度增大，与从 10m 或者甚至 50m 推断至轮毂高度相关联的误差也在增大。图 1-5 也显示了对于不同高度对及粗糙度，使用对数廓线［见式（1-7）］的垂直推断因数。因数越小，通常不确定性会更低。使用 50m 而不是 10m 的测量向上推断，会给出更小的误差，而相反地，从 2m 处（例如浮筒上的典型测量高度）测量的推断会造成很大程度的不确定性。一个更深层的问题是

对于更大的风力机，其风轮直径很大，仅使用轮毂高度的风速来预报功率输出不再足够，因为通过大型风力机风轮平面的风切变会很大，并影响功率输出[74,75]。

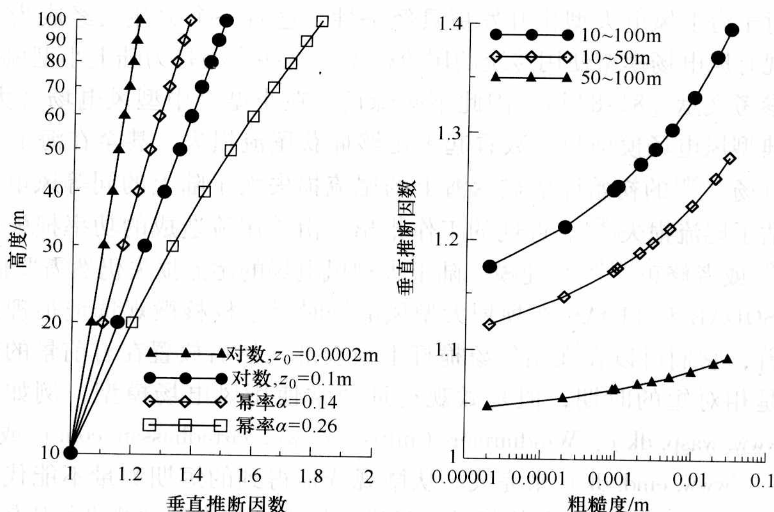


图 1-5 使用对数廓线［见式（1-7）］和幂率［见式（1-6）］的垂直风速推断。垂直推断因数是对于不同粗糙长度在不同高度处风速的比率，使用式（1-7）得到的。作为一个示例，如果粗糙长度是 0.01m，从 10m 风速推断 100m，则 10m 处的风速乘以垂直推断因数 1.33 即可

以上垂直风速廓线的讨论基于气象理论，假设有一个表面等通层。一般而言，这意味着没有一个统一的表面层，能够在其中使用对数或幂率廓线。随着风力机轮毂高度的增大，风力机不再被限制在表面层，这个假设可能不再有效，尤其是海上风电，其边界层高度通常比陆上低很多。两种描述垂直风廓线的适应方法已经被提出来。第一个假设大气与海洋的艾克曼层（Ekman layer）通过大气表面层耦合，大气表面层是一个浅的波边界层[76-78]。另一个可选的方法调整了式（1-9）以包括大气边界层的高度，从而合并非本地的影响[52]。

1.4 风电场布局

大部分新的风能开发都是在相对大型的风电场。例如，苏格兰（Scotland）风电场的平均大小从 20 世纪 90 年代的 15MW 增大到 2006 年的 40MW[79]。2008 年安装在美国加利福尼亚州和德克萨斯州的风电场的平均容量超过 80MW。这种大型化开发的趋势在海上风电中尤其如此[80]。尽管风电场布局不只是风资源的函数，电网、通路、噪声和视觉影响是关键因素，最优的功率输出可以通过微观选址获得（也即单台风力机的选址以优化总组列的功率输出）。微观选址通常集中在两个方

面：利用任何地形沟道的有利条件，优化复杂地形中的风力机位置；在所有情况下优化风力机位置，以降低因为风力机尾流引起的功率损失。随着风电场在陆上的扩展，以及对于海上风电大型化开发更具经济性，这后一个关注已经成为一个大问题。很多现有风电场模型使用传统的尾流模型，这些模型是为陆上小型风电场开发的（例如参考文献［81-83］）。因此不必惊讶，在小型至中型风电场（大约3～4行）中，典型风电场模型与参数看起来足够捕获尾流损失，甚至在海上[46,84]。大型海上风电场[85,86]的初始评估显示海上的尾流损失大于陆上的同等风电场，风电场模型低估了尾流损失[87]。近期的工作指出，由于尾流造成的功率损失可以使用标准参数[88]或者修正[89-91]来建模。陆上大型风电场的尾流损失仍然需要估计。

尽管SODAR和LIDAR在规划大型风电场时对于校核微观选址很理想，其机动性意味着，它们可以在在站气象桅杆上被校准，然后放置在有前景的风力机位置，甚至是相对短的时期，但是微观选址通常使用风电场模型，例如WAsP[14]（http：//www.wasp.dk）、Windfarmer（http：//www.garradhassan.com）或者Wind-Pro（http：//www.emd.dk）来完成。从微观选址得到的短期测量不能代表更长期的风气候，需要使用长期气象桅杆的测量进行校正，与模型预测进行比较，来评估单个风力机站点的潜在功率输出。

1.5　海上风电场的特殊考虑

海上区域通常具有电力生产等级中更大的持续风速，更少频率的无风天气等特征[92]。因为这些及其他原因[93]，在欧盟到2020年计划安装的总共180GW风能容量中，预计有20～40GW位于海上[80]。本章中描述的大部分问题均与陆上和海上开发有关联。然而，陆上和海上风资源评估有一些主要的差别[94]，包括：

1）完成海上环境风资源评估准确测量的困难和代价[41]。随着这可以由远程遥感数据的可用性部分抵消，海上环境在在站测量平台的安装与运行方面带来了巨大挑战。

2）大部分海上风能开发仍然是在距离海岸50km的范围内，因此会由于陆上区域的存在而受到影响，通过海岸地形，或者随空气沿海岸线移动产生的温度、湿度或者表面粗糙度的改变产生影响[31]。陆上与海洋热特性的差异（例如，海洋表面温度昼夜循环的缺乏[57]，以及沿海地区陆地与海洋之间温度差异的季节性循环）[95]可以与复杂中尺度现象的产生联系起来，例如海风[96]、滚动旋涡[97]及低水平急流[98]。

3）与陆上区域形成对比的是，水面呈现出更低的表面粗糙度，尽管会随着风速变化，海上风切变和湍流一般更低[99]。这对风力机尾流的传播具有重大意义[100]。

1.6 短期预测

风能不是不可预测的资源。它是可变的资源，同样地对于整个电力系统寄予了特殊的需求，电力系统围绕具有固定输出的发电系统而设计。对于像风能这样的可变资源，短期预测在帮助其接入电网且对于负荷管理者很有价值。

随着很多国家风能容量及对能源组合贡献的增大，风电场发电量的短期预测[101-106]是一个重大且重要性不断增长的论题[107,108]。随着风能开发越来越集中于大型海上风电场，从数小时到数天前的短期预测的风力发电信息变得更加至关重要[109]，因为较大容量集中在单一的位置，其有限的可接近性增大了维护计划的代价。

增大风能项目中风速短期预测的准确性已经成为风能产业中的主要部分，因为交易时预测能量输出增大了电力的价值，例如在斯堪的纳维亚（Scandinavia）的Nordpool[110]或者在英国[79]。取决于电力价格与状况，短期预测价值的估价高达10欧元/MW・h[111]。短期预测通常定义为30min到48h前的时间窗。预报基于大尺度数值天气预报（NWP）模型的输出来完成，例如HIRLAM或ECMWF，使用统计方法（关联在站数据，通常是功率输出到来自NWP模型使用传递函数的风场）[109]或者动态工具（使用中尺度或者线性化模型或者两者都用）[112]按比例缩减至风电场规模。过去数年间短期预测的准确度已经有了相当大的进步，部分是由于ANEMOS[113]等项目，以及气象服务对于更准确风预测需求的认可，超过了以前所必要的。通常，预测中的误差仍然主要由NWP模型的误差引起[114]，与时间选择及事件的确切位置（例如锋区通道）有关联，这些很难准确预测。但是，给出复杂地形中的准确预测要比平坦地形或海上更加困难，后者更高的风速一般更具持续性，这会反映在关联误差中[115]。

1.7 未来趋势

风能产业在开发规模、正在配置的风力机尺寸以及正在考虑的位置等方面的扩张，在站点选择的气象部分方面提出了新的挑战：

1）随着风力机向更高延伸，进入没有系统和准确地测量风与湍流的大气区域，需要新的测量技术、建模方法以及参数化。

2）随着风电场在更加不同的区域、靠近森林及复杂地形的开发，需要更先进的建模工具，在时间和空间上都能提供风速和湍流的更多细节。

3）随着风电场规模的扩大，需要更好的微观选址与尾流模型，保证最优的风电场布局以及发电量的最大化。

4）准确定量站点的风资源来完成能源评估，将在风电场整个寿命期内有效，

这是一项有挑战性的任务。需要进一步理解风资源的长期变化性，以及气候变化对风资源影响的评估[116]。

这些问题中的很多已经在解决。在就地测量方面，新的更加准确和精确的遥感工具（既有基于地面，也有卫星携带）正在发展，在基于地面的 LIDAR 方面，能够用来描述垂直风廓线的特征，随着高度增加，垂直分辨率降低。同时需要更加全面的测量活动来评价这些技术，这显示了现实的希望，对于评价现有模型以及发展适合风电场模型使用的新参数化方法。

增大的计算资源意味着中尺度气象模型可以在更好的电网上运行，而且计算流体动力学模型正在被评价用于资源评估。两者目前都不能代替传统风电场模型，但是应该被视为是一项要求高的任务的重要补充。新的广泛的跨国测量活动正在计划，用来开发和评价风气候模拟，包括湍流状态。而且，来自大型风电场的新数据集正在被分析和建模，以改进风电场评估工具。模型评价的这些方面以及从此获得见识对于改进这些工具很关键，应被给予最高的优先权。

以前气候的评价及未来气候的预测正在用于评估气候方面风资源的不确定性。全球气候变化会改变地理分布和/或风资源年份间或年内的变化性，或者改变风开发外部状态的其他方面。仅有很有限的研究在此领域开展，为了确定一定范围时间尺度上变化性可能的改变，应确保更多的研究。正在开发工具，允许对风资源及不同气候强迫情况下的极端条件中可能的改变进行评估[117-119]。当此领域还处于初级阶段时，那些工具越来越精良，可以用来限制未来气候改变对风能产业可能的影响。

所有这些努力应保证在风资源评估变得更加迫切的时候，风资源预报的准确度将持续改进。

1.8 致谢

作者对美国国家科学基金会（grant nos. 0618364 和 0828655）及欧盟 UPWind 项目（SES6 019945）的资金支持表示感谢。

1.9 参考文献

1 AWEA, *AWEA Siting Handbook*. 2008, American Wind Energy Association, Washington, D.C., p. 183. Available from: *http://www.awea.org/sitinghandbook/*.

2 Petersen E, L Mortensen, L Landberg, J Højstrup and H Frank, Wind power meteorology. Part I: climate and turbulence. *Wind Energy*, 1998. 1, 2–22.

3 Kalnay E, M Kanamitsu, R Kistler, W Collins, D Deaven, L Gandin *et al.*, The NCEP/NCAR 40-year reanalysis project. *Bulletin of the American Meteorological Society*, 1996. 77, 437–77.

4 Halpern D, A Hollingsworth and F Wentz, ECMWF and SSM/I global surface wind speeds. *Journal of Atmospheric and Oceanic Technology*, 1994. 11(3), 779–88.

5 Uppala S M, P W Kållberg, A J Simmons, U Andrae, V da Costa Bechtold, M Fiorino *et al.*, The ERA-40 re-analysis. *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 2005. 131, 2961–3012.

6 Pryor S C, R J Barthelmie, D T Young, E S Takle, R W Arritt, D Flory, W J Gutowski Jr, A Nunes and J Road, Wind speed trends over the contiguous USA. *Journal of Geophysical Research–Atmospheres*, 2009. 114, D14105, doi: 10.1029/2008JD011416.

7 Mesinger F, G DiMego, E Kalnay, K Mitchell, P C Shafran, W Ebisuzaki *et al.*, North American regional reanalysis. *Bulletin of the American Meteorological Society*, 2006. 87(3), 343–60.

8 Benjamin S G and P A Miller, An alternative sea level pressure reduction and a statistical comparison of geostrophic wind estimated with observed surface winds. *Monthly Weather Review*, 1990. 118(10), 2099–116.

9 Halliday J, G Watson, J Palutikof, T Holt, R J Barthelmie, J Coelingh, L Folkerts, E van Zuylen and J Cleijne. *POWER – A methodology for predicting offshore wind energy resources. 2001 European Wind Energy Conference and Exhibition*. 2001. Copenhagen, July 2001.

10 Barring L and K Fortuniak, Multi-indices analysis of southern Scandinavian storminess 1780–2005 and links to interdecadal variations in the NW Europe–North Sea region. *International Journal of Climatology*, 2009. 29, 373–84.

11 Miller C, A once in 50-year wind speed map for Europe derived from mean sea level pressure measurements. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2004. 91, 1813–26.

12 Elliott D L, C G Holladay, W R Barchet, H P Foote and W F Sandusky, *Wind Energy Resource Atlas of the United States*. 1986, Solar Technical Information Program. US Department of Energy Washington, D.C., 210pp.

13 Troen I and E L Petersen, *European Wind Atlas*. 1989, Roskilde, Denmark: Risø National Laboratory, p. 656.

14 Mortensen N G, D Heathfield, L Landberg, O Rathmann, I Troen and E Petersen (2000), *Getting started with WAsP 7.0*. 60 Risø-I-1532(EN). Available from: *http://www.wasp.dk/Download/DownloadFiles/WAsP/WAsP7/Getting%20Started%20with%20WAsP%207.pdf*.

15 Vector A S. *Norwegian Wind Atlas*. 2003, Revision: 2.0.0. Available from: *http://www.nve.no/vindatlas/* (accessed 01 September 2003).

16 Canada E. *Canadian Wind Energy Atlas*. 2009, Available from: *http://www.windatlas.ca/en/index.php* (accessed 22 April 2009).

17 Hasager C B, A Pena, M B Christiansen, P Astrup, M Nielsen, F Monaldo, D Thompson and P Nielsen, Remote sensing observation used in offshore wind energy. *IEEE Journal of Selected Topics in Applied Earth Observations and Remote Sensing*, 2008. 1(1), 67–79.

18 Monaldo F, D Thomson, W Pichel and P Clemente-Colon, A systematic comparison of QuikSCAT and SAR ocean surface wind speeds. *IEEE Transactions on Geoscience and Remote Sensing*, 2004. 42, 283–91.

19 Sempreviva A M, B Furevik, R J Barthelmie, F Cheruy, B Jimenes and C Transerici, Offshore wind energy potential in the Mediterranean Basin. *Proceedings of the Conference, Offshore Wind Energy in Mediterranean and Other European Seas, OWEMES, Civitavecchia, Italy 19–21 April 2006*. Available on CDROM.

20 Hasager C B, R Barthelmie, M Christiansen, M Nielsen and S Pryor, Quantifying offshore wind resources from satellite maps: study area the North Sea. *Wind Energy*, 2006. 9(1–2), 63–74.

21 Lehner S, J Horstmann, W Koch and W Rosenthal, Mesoscale wind measurements using recalibrated ERS SAR images. *Journal of Geophysical Research: Oceans*, 1998.

103, 7847–56.

22 Hasager C B, E Dellwik, M Nielsen and B R Furevik, Validation of ERS-2 SAR offshore wind-speed maps in the North Sea. *International Journal of Remote Sensing*, 2004. 25, 3817–41.

23 Barthelmie R J and S C Pryor, Can satellite sampling of offshore wind speeds realistically represent wind speed distributions? *Journal of Applied Meteorology*, 2003. 42, 83–94.

24 Pryor S C, M Nielsen, R J Barthelmie and J Mann, Can satellite sampling of offshore wind speeds realistically represent wind speed distributions? Part II: Quantifying uncertainties associated with sampling strategy and distribution fitting methods. *Journal of Applied Meteorology*, 2004. 43, 739–50.

25 Matthies H G, A Garrad, N Scherweit, C Nath, M A Wastling, T Siebers, T Schellin and D C Quarton, *Study of Offshore Wind Energy in the EC*. 1995, Brekendorf: Verlag Natürliche Energie.

26 Børreson J A, *Wind Atlas for the North Sea and the Norwegian Sea*. 1987, Oslo: Norwegian University Press, p. 346.

27 Lions J L, R Temamt and S Wang, New formulations of the primitive equations of atmosphere and applications. *Nonlinearity*, 1992. 5, 237–88.

28 Storm B, J Dudhia, S Basu, A Swift and I Giammanco, Evaluation of the weather research and forecasting model on forecasting low-level jets: implications for wind energy. *Wind Energy*, 2009. 12(1), 81–90.

29 Pinard J P, R Benoit and J D Wilson, Mesoscale wind climate modelling in steep mountains. *Atmosphere-Ocean*, 2009. 47(1), 63–78.

30 Bergstrom H and N Juuso, A study of valley winds using the MIUU meso-scale model. *Wind Energy*, 2006. 9(1–2), 109–29.

31 Barthelmie R J, J Badger, S C Pryor, C B Hasager, M B Christiansen and B H Jørgensen, Wind speed gradients in the coastal offshore environment: Issues pertaining to design and development of large offshore wind farms. *Wind Engineering*, 2007. 31(6), 369–82.

32 Bailey B H and J M Freedman, A regional assessment of the US offshore wind energy resource through the use of mesoscale modeling. *Marine Technology Society Journal*, 2008. 42(2), 8–18.

33 Badger J, R Barthelmie, S Frandsen and M Christiansen. *Mesoscale modelling for an offshore wind farm. European Wind Energy Association Conference*. 2006, Athens, Greece, February 2006.

34 Kallstrand B, H Bergstrom, J Højstrup and A S Smedman, Mesoscale wind field modifications over the Baltic Sea. *Boundary-Layer Meteorology*, 2000. 95, 161–88.

35 Benoit R, M Desgagne, P Pellerin, S Pellerin, Y Chartier and S Desjardins, The Canadian MC2: A semi-Lagrangian, semi-implicit wide band atmospheric model suited for fine scale process studies and simulation. *Monthly Weather Review*, 1997. 125, 2382–415.

36 Bergström H, *Wind resource mapping of Sweden using the MIUU Model*. 2007, Air, Water and Landscape Sciences, Department of Earth Sciences: Wind Energy Report WE2007:1. The Bergstrom reference is now at: *http://www.energimyndigheten.se/Global/Om%20oss/Vindkraft/Wind%20resource%20mapping%20of%20Sweden%20using%20the%20MIUU%20model%20ver%20070330.pdf*.

37 Bailey B, S McDonald, D Bernadett, M Markus and K Elsholz, *Wind Resource Assessment Handbook*. 1997, National Renewable Energy Laboratory. p. 79. Available from: *http://www.nrel.gov/wind/pdfs/22223.pdf*.

38 Tuller S E and A C Brett, The characteristics of wind velocity that favor the fitting of a

Weibull distribution in wind speed analysis. *Journal of Climate and Applied Meteorology*, 1984. 23, 124–34.

39 Mortensen N G, L Landberg, I Troen and E L Petersen, *Wind Analysis and Application Program (WASP)*. 1993, Risø National Laboratory: Risø-I-666 (EN). Roskilde, Denmark.

40 DNV/Risø, *Guidelines for the Design of Wind Turbines*. 2nd ed. 2002. Copenhagen, Denmark: Jydsk cetraltrykkeri, p. 286.

41 Barthelmie R, O Hansen, K Enevoldsen, J Højstrup, S Larsen, S Frandsen, S Pryor, M Motta and P Sanderhoff, Ten years of meteorological measurements for offshore wind farms. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2005. 127(2), 170–6.

42 Argyriadis K, G Fischer, P Frohböse, D Kindler and F Reher, Research platform FINO 1 – some measurement results. *European Wind Energy Conference*. 2006. Athens.

43 Emeis S and M Türk, Offshore wind and turbulence characteristics – new insights from the FINO1 data. *DEWEK 2008*. 2008.

44 Mortensen N G, Wind measurements for wind energy applications – a review. *BWEA* 1994, p. 16.

45 Barthelmie R J, L Folkerts, F Ormel, P Sanderhoff, P Eecen, O Stobbe and N M Nielsen, Offshore wind turbine wakes measured by SODAR. *Journal of Atmospheric and Oceanic Technology*, 2003. 30, 466–77.

46 Barthelmie R J, L Folkerts, K Rados, G C Larsen, S C Pryor, S Frandsen, B Lange and G Schepers, Comparison of wake model simulations with offshore wind turbine wake profiles measured by sodar. *Journal of Atmospheric and Oceanic Technology*, 2006. 23(7), 888–901.

47 Emeis S, M Harris and R M Banta, Boundary-layer anemometry by optical remote sensing for wind energy applications. *Meteorologische Zeitschrift*, 2007. 16(4), 337–47.

48 Antoniou I, H E Jørgensen, T Mikkelsen, T F Pedersen, G Warmbier and D Smith, *Comparison of wind speed and power curve measurements using a cup anemometer, a LIDAR and a SODAR*. in *2004 European Wind Energy Conference and Exhibition, 22–25 Nov 2004*. 2004. London (GB): European Wind Energy Association.

49 Clive P J M, Lidar and resource assessment for wind power applications: the state of the art. *Proceedings of the SPIE – The International Society for Optical Engineering*, 2008. 7111, 711107 (10 pp.).

50 Clive P J M, Compensation of bias in Lidar wind resource assessment. *Wind Engineering*, 2008. 32(5), 415–32.

51 Clive P J M. *Recent advances in Lidar wind measurement. American Wind Energy Association*. 2008. Houston, Texas.

52 Peña A, S E Gryning and C B Hasager, *Measurements and modelling of the wind speed profile in the marine atmospheric boundary layer*. Boundary-Layer Meteorology 2008. 129, 479–95, doi: 10.1007/s10546-008-9323-9.

53 Davies F, C G Collier, K E Bozier and G N Pearson, On the accuracy of retrieved wind information from Doppler lidar observations. *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 2003. 129(587), 321–34.

54 Wachter M, A Rettenmeier, M Kuhn and J Peinke, *Wind velocity measurements using a pulsed LIDAR system: first results. 14th International Symposium for the Advancement of Boundary Layer Remote Sensing*. 2008, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 1, (2008) 012066.

55 Peña A, C B Hasager, S E Gryning, M Courtney, I Antoniou and T Mikkelsen, Offshore wind profiling using light detection and ranging measurements. *Wind Energy*, 2009. 12(2), 105–24.

56 Mortensen N G, A J Bowen and I Antoniou, *Improving WAsP predictions in (too) complex terrain. 2006 European Wind Energy Conference and Exhibition*. 2006.

Athens 27 February–2 March 2006, European Wind Energy Association, Brussels.

57 Barthelmie R J, B Grisogono and S C Pryor, *Observations and simulations of diurnal cycles of near-surface wind speeds over land and sea*. Journal of Geophysical Research (Atmospheres), 1996. 101(D16), 21, 327–37.

58 Bergström H, Boundary-layer modelling for wind climate estimates. *Wind Engineering*, 2002. 25(5), 289–99.

59 Frank H, O Rathmann, N Mortensen and L Landberg, *The numerical wind atlas – the KAMM/WasP method*. 2001, Risø National Laboratory, ISBN 87-550-2909-4. Risø-R-1252(EN) Roskilde, Denmark. The Frank references can be found at: *http://130.226.56.153/rispubl/VEA/veapdf/ris-r-1252.pdf*.

60 Frank H P, O Rathmann, N G Mortensen and L Landberg, *The numerical wind atlas – the KAMM/WAsP method*. 2001. Risoe-R-1252(EN) Roskilde, DK, 60pp.

61 Politis E S, K Rados, J M Prospathopoulos, P K Chaviaropoulos and A Zervos, *CFD modeling issues of wind turbine wakes under stable atmospheric conditions. European Wind Energy Conference*, 2009. Marseilles, March 2009.

62 Troldborg N, J N Sørensen and R Mikkelsen. *Numerical simulation of wakes of wind turbines in wind farms. European Wind Energy Conference and Exhibition*, February 2006, Athens.

63 Berge E, Ø Byrkjedal, Y Ydersbond and D Kindler, *Modelling of offshore wind resources. Comparison of a mesoscale model and measurements from FINO 1 and North Sea oil rigs. European Wind Energy Conference*. 2006, Marseilles.

64 Ayotte K, Computational modelling for wind energy assessment, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2008. 96, 1571–90.

65 Pryor S C, R J Barthelmie and J T Schoof, The impact of non-stationarities in the climate system on the definition of 'a normal wind year': a case study from the Baltic. *International Journal of Climatology*, 2005. 25, 735–52.

66 Frandsen S and E L Petersen, *The importance of a good wind year to start on when building a wind farm. European Wind Energy Conference 1993*. 1993, Travemunde.

67 Pryor S C, R J Barthelmie and J T Schoof, Inter-annual variability of wind indices across Europe. *Wind Energy*, 2006. 9, 27–38.

68 Rogers A, J Rogers and J F Manwell, Comparison of the performance of four measure-correlate-predict algorithms. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2005. 93, 243–64.

69 Wieringa J, *Representative roughness parameters for homogeneous terrain*. Boundary Layer Meteorology, 1993. 63(4), 323–63.

70 Stull R B, *An introduction to boundary layer meteorology*. ISBN 90-277-2768-6 ed. 1988. Dordrecht: Kluwer, p. 666.

71 Schwartz M and D Elliott, *Wind shear characteristics at central plains tall towers*. 2006, Battelle: National Renewable Energy Laboratory, p. 10.

72 Neumann T, S Emeis and C Illig, *Report on the research project OWID – offshore wind design parameter*. DEWI Magazine Nr. 2006. 28: 51–3.

73 IEA, *IEA Wind Energy Annual Report 2007*. 2008, ISBN 0-9786383-2-8. p. 286. Available from: *http://www.ieawind.org/AnnualReports_PDF/2007/2007%20IEA%20Wind%20AR.pdf*.

74 Antoniou I and S M Pedersen. *Influence of turbulence, wind shear and low-level jets on the power curve and the AEP of a wind turbine. European Wind Energy Conference and Exhibition*. 2009, Marseilles, March 2009.

75 Wagner R, I Antoniou, S M Pedersen, M S Courtney and H E Jørgensen, The influence of the wind speed profile on wind turbine performance measurements. *Wind Energy*, 2009. 12(4), 348–62.

76 Bye J, Inertially coupled Ekman layers, *Dynamics of Atmospheres and Oceans*, 2002. 35, 27–39.
77 Tambke J, M Lange, U Focken, J Wolff and J Bye, Forecasting offshore wind speeds above the North Sea. *Wind Energy*, 2005. 8, 3–16.
78 Tambke J, K Suselj and O J Wolff, Micro- & meso-scale models for offshore wind speed profiles. *European Wind Energy Conference* 2009, Marseilles, March 2009.
79 Barthelmie R J, F Murray and S C Pryor, The economic benefit of short-term forecasting for wind energy in the UK electricity market. *Energy Policy*, 2008. 36(5), 1687–96.
80 Barthelmie R J and M Kuhn, Editoral: Preface to special issue on Offshore Wind Energy. *Wind Energy*, 2009. 12, 103.
81 Jensen N O, *A note on wind turbine interaction*. 1983, Roskilde, Denmark: Risø National Laboratory, p. 61. Risø-M-2411.
82 Ainslie J F, Calculating the flow field in the wake of wind turbines. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 1988. 27, 213–24.
83 Katic I, J Højstrup and N O Jensen. *A simple model for cluster efficiency. European Wind Energy Association*. 1986. Rome.
84 Barthelmie R J, S T Frandsen, N M Nielsen, S C Pryor, P E Rethore and H E Jørgensen, *Modelling and measurements of power losses and turbulence intensity in wind turbine wakes at Middelgrunden offshore wind farm*. Wind Energy, 2007. 10, 217–28, doi: 10.1002/we.238.
85 Jensen L, *Wake measurements from the Horns Rev wind farm. European Wind Energy Conference*. 2004: EWEA. Available on CD.
86 Mechali M, L Jensen, R Barthelmie, S Frandsen and P E Rethore, Wake effects at Horns Rev and their influence on energy production. *European Wind Energy Conference and Exhibition*. 2006. Athens, Greece.
87 Barthelmie R J, S T Frandsen, O Rathmann, K Hansen, E Politis, J Prospathopoulos, D Cabezón, K Rados, S van der Pijl, G Schepers, W Schlez, J Phillips and A Neubert, Flow and wakes in large wind farms in complex terrain and offshore. *European Wind Energy Conference*. 2008. Brussels.
88 Sørensen T, P Nielsen and M L Thøgersen, Recalibrating wind turbine wake model parameters – validating the wake model performance for large offshore wind farms. *European Wind Energy Conference and Exhibition*. 2006.
89 Cleve J, M Grenier, P Enevoldsen, B Birkemose and L Jensen, Model-based analysis of wake-flow data in the Nysted offshore wind farm. *Wind Energy*, 2009, doi: 10.1002/we.314.
90 Schlez W, A Neubert and G Smith, New developments in precision wind farm modelling. *Deutsche Windenergie Konferenz*. 2006. Bremen.
91 Barthelmie R J, S T Frandsen, K Hansen, J G Schepers, K Rados, W Schlez, A Neubert, L E Jensen and S Neckelmann, Modelling the impact of wakes on power output at Nysted and Horns Rev. *European Wind Energy Conference and Exhibition* 2009. Marseille, March 2009.
92 Pryor S C and R J Barthelmie, Persistence of offshore winds: Implications for power quality. *Proceedings of the European Wind Energy Conference*. 2001. Copenhagen, Denmark.
93 Jacob Ladenburg, Stated public preferences for on-land and offshore wind power generation – a review. *Wind Energy*, 2009. 12(2), 171–81.
94 Barthelmie R J, S C Pryor and S T Frandsen, Climatological and meteorological aspects of predicting offshore wind energy. in *Offshore Wind Energy*, J. Twidell and G. Gaudiosi, Editors. 2009, Multi-Science Publishing Co. Ltd., p. 425.
95 Motta M, R J Barthelmie and P Vølund, The influence of non-logarithmic wind speed profiles on potential power output at Danish offshore sites. *Wind Energy*, 2005.

8, 219–36.
96 Simpson J E, *Sea Breeze and Local Winds*. 1994, Cambridge: Cambridge University Press, p. 234.
97 Smedman A S, Occurrence of roll circulations in a shallow boundary layer. *Boundary-Layer Meteorology*, 1991. 57(4), 343–58.
98 Smedman A S, U Hogstrom and H Bergstrom, Low level jets – a decisive factor for off-shore wind energy siting in the Baltic Sea. *Wind Engineering*, 1996. 20(3), 137–47.
99 Barthelmie R J, Evaluating the impact of wind induced roughness change and tidal range on extrapolation of offshore vertical wind speed profiles. *Wind Energy*, 2001. 4, 99–105.
100 Barthelmie R J, K Hansen, S T Frandsen, O Rathmann, J G Schepers, W Schlez, J Philips, K Rados, A Zervos, E S Politis and P K Chaviaropoulos, Modelling and measuring flow and wind turbine wakes in large wind farms offshore. *Wind Energy*, 2009. 12(5), 431–444, doi: 10.1002/we.348.
101 Giebel G, R Brownsword and G Kariniotakis, *The State-of-the-Art in Short-Term Prediction of Wind Power. A Literature Overview*, p. 36. Available from: *http://anemos.cma.fr/download/ANEMOS_D1.1_StateOfTheArt_v1.1.pdf*.
102 Voisin N, A F Hamlet, L P Graham, D W Pierce, T P Barnett and D P Lettenmaier, The role of climate forecasts in Western US power planning. *Journal of Applied Meteorology and Climatology*, 2006. 45(5), 653–73.
103 Parkes J, J Wasey, A Tindal and L Munoz, Wind energy trading benefits through short-term forecasting. *European Wind Energy Conference*. 2006. Athens.
104 Lange B, K Rohrig, B Ernst, F Schlogl, U Cali, R Jursa and J Moradi, Wind power forecasting in Germany – recent advances and future challenges. *Zeitschrift fur Energiewirtschaft*, 2006. 30, 115–20.
105 Gibescu M, A J Brand and W L Kling, Estimation of variability and predictability of large-scale wind energy in The Netherlands. *Wind Energy*, 2009. 12(3), 241–60.
106 Pinson P, H Madsen, H Nielsen, G Papaefthymiou and B Klöckl, From probabilistic forecasts to statistical scenarios of short-term wind power production. *Wind Energy*, 2009. 12(1), 51–62.
107 IEA, *Renewable Energy Essentials: Wind*. 2008. Paris, France: International Energy Agency, OECD. Available from: *http://www.iea.org*.
108 de Vries E, The DEWI report: wind energy study 2008. *Renewable Energy World*, 2008. 11(6), 93–101.
109 Pinson P and H Madsen, Ensemble-based probabilistic forecasting at Horns Rev. *Wind Energy*, 2009. 12(2), 137–55.
110 Holttinen H, Optimal electricity market for wind power. *Energy Policy*, 2005. 33, 2052–63.
111 Parkes J and A Tindal, Forecasting short-term wind farm production in complex terrain. *European Wind Energy Conference*. 2006. Athens.
112 Lange M and U Focken, *Physical Approach to Short-Term Wind Power Prediction* 2006, The Netherlands: Springer-Verlag, p. 208.
113 Kariniotakis G, J Halliday, R Brownsword, I Marti, A Palomares, I Cruz *et al.*, Next generation short-term forecasting of wind power – overview of the ANEMOS project. *European Wind Energy Conference* 2006. Athens, February 2006.
114 Kusiak A, H Zheng and Z Song, Wind farm power prediction: a data-mining approach. *Wind Energy*, 2009. 12(3), 275–93.
115 Martí I, G Kariniotakis, P Pinson, I Sanchez, T Nielsen, H Madsen *et al.*, Evaluation of advanced wind power forecasting models – results of the Anemos project. *European Wind Energy Conference and Exhibition*. 2006. Athens, February 2006.

116 Pryor S C and R J Barthelmie, Climate change impacts on wind energy: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2009, doi: 10.1016/j.rser.2009.07.028.

117 Pryor S C, R J Barthelmie and E Kjellström, Analyses of the potential climate change impact on wind energy resources in northern Europe using output from a regional climate model. *Climate Dynamics*, 2005. 25, 815–35.

118 Pryor S C, J T Schoof and R J Barthelmie, Winds of change? Projections of near-surface winds under climate change scenarios. *Geophysical Research Letters*, 2006. 33(L11702), doi: 10.1029/2006GL026000.

119 Pryor S C, R J Barthelmie, N E Claussen, N M Nielsen, E Kjellstrom and M Drews, Climate change impacts on extreme wind speeds. *Regional Climate Models 2009*. Lund, Sweden. International BALTEX Secretariat Publication Series. ISSN 1681–6471. Available from: *http://www.baltex-research.eu/RCM2009/Material/RCM2009_Proceedings_low.pdf*.

第2章 风力机设计与建设的场地调研、特性描述及评估

J. M. TINJUM，威斯康星-麦迪逊大学，美国
R. W. CHRISTENSEN，R W Christensen公司，美国

摘要： 为拥有成功的风电站扩建，必须谨慎地处理很多问题，包括站点布局与控制、岩土工程与基础评估、站点土建设计及变电所、集电系统设计。随着近来世界范围内风能项目的激增，风电站环境/岩土工程评估、风力机基础和土建设计中固有的细节已经成为这个多学科行业的重要问题。因为稍微有所不同的载荷条件以及风电场可能包含数十到数千台风力机，调研和设计分析与很多工程师所习惯的情况很不相同。

关键词： 风力机基础设计，通道与起重机垫，风能岩土工程勘察，风力机吊装计算，风能集电系统设计

2.1 风能土建设计介绍

随着近来风能项目的激增，风力机基础与风能土建设计的主题已经成为类似岩土工程师与土建工程师需要考虑的重要事项。因为稍微有所不同的载荷条件，以及风能站点可能包含数十到数千台风力机的事实，岩土工程勘察与分析的需求与大部分岩土工程师所习惯的情况很不相同。站点占据了大片面积，具有数十到数千个单独的基础位置。作为一个实例，美国近期一个项目，靠近印第安纳州的拉斐特（Lafayette，Fowler Ridge风电场），包围的面积大约是16km×23km，包含222台风力机（182台Vestas公司产品，40台Clipper公司产品），还将安装更多风力机。装载条件是不同的，有相对轻的垂直载荷结合巨大的倾覆力矩。而且，每台风力机需要临时的通道来运输风力机部件，其中的一些因为维护目的而变成永久性通道。本章中，我们将集中于岩土工程勘察、基础评价与设计以及包括通道、起重机垫和集电沟道在内的土建设计。

2.2 风能岩土工程勘察

2.2.1 岩土工程设计参数

风能站点的调研与岩土工程报告必须提供具体站点的土壤参数，用于风力机基

础、通道、起重机垫、集电沟道和附属结构的设计。这些参数通常由多种方法的组合来收集，包括在站点的土壤和基岩上插入钻孔，来自抓斗采样（例如来自探沟）和装置，例如薄壁管（例如 Shelby 管），以及标准贯入试验（SPT）的土壤采样，直推技术，例如圆锥触探仪测试（CPT）和包括电阻阵列和地震勘探的岩土工程测试。一个实验室测试程序包括土壤的典型工程特性（强度和固结参数）、热特性和化学兼容性测试。以下是土壤参数组，通常被仔细研究，用于风能站点的岩土工程勘察。

1. 容许支撑压力方程解的参数

提交承载能力和沉降的采样通常涉及 SPT 和薄壁管采样，与任何大型基础所要做的相似。实验室强度测试将取决于在纵剖面中遇到的土壤类型，例如对于粘土的无侧限压缩或者不固结不排水试验。很少的情况，也可能实施三轴的和/或直剪试验。而且，CPT 探针经常用来估计泥土的不排水抗剪强度。典型的是，在粒状土壤的情况下，强度或承载能力基于 SPT 锤击数和/或 CPT 锥阻力的相关性。为执行标准的容许支撑压力分析，需要以下的土壤参数：

1）内部摩擦角（ϕ'，排水强度）。

2）不排水强度（c 或者 S_u）。

3）单位土壤的重量 γ。

2. 切变波和压缩波速率

对于土壤模量的产生，需要切变波速率（V_S）。土壤模量用来计算基础硬度，通常由风力机制造商提供。因为模量的测量对样品扰动极其敏感，V_S 通常在现场测定并直接关联到弹性模量。压缩波速率（V_P）一般不能在现场可靠地测得，特别是在饱和土壤中。有关弹性方程如下，单位在括号中表示（F 为力，L 为长度）：

切变模量：

$$G = \rho V_S^2 = \frac{E}{2(1+\nu)} \Rightarrow \left[\frac{F}{L^2}\right] \tag{2-1}$$

泊松比：

$$\nu = \frac{0.5(V_P/V_S)^2 - 1}{(V_P/V_S)^2 - 1} \Rightarrow [\,-\,] \tag{2-2}$$

杨氏模量：

$$E = 2(1+\nu)\rho V_S^2 \Rightarrow \left[\frac{F}{L^2}\right] \tag{2-3}$$

式中，ρ 是土壤密度。因为式（2-2）仅对于非饱和土壤是可靠的，ν 常常是通过估计得到的。地震波速率可以通过传统的地面物探方法（具有切变力输入更合适）、折射微震（ReMi）、CPT 地震探针或者地震膨胀仪来确定。CPT 方法具有几个优点，包括在土壤纵剖面内几个深度上测量 V_S 的能力，以及仪器可以用于强度参数的就地确定。普通土壤和岩石中 V_S 和 V_P 的典型值在表 2-1 中给出。

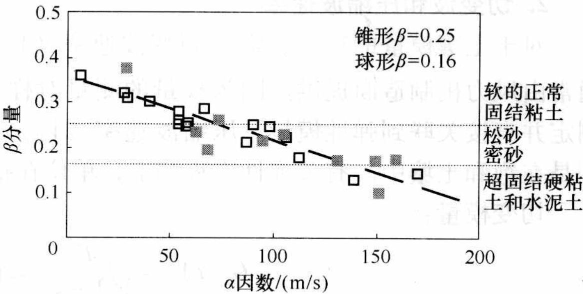
表 2-1　普通基础土壤和岩石的典型切变和压缩波速率

材　料	$V_P/(m/s)$	$V_S/(m/s)$	有用的关系式
花岗岩	5000 ~ 6000	2500 ~ 3300	
玄武岩	5400 ~ 6400	2700 ~ 3500	
石灰石	3600 ~ 6000	2000 ~ 3100	
砂岩	1450 ~ 1650	900 ~ 1200	P 波速率：$V_P=\sqrt{\frac{M}{\rho}}=\sqrt{\frac{E}{\rho}\frac{1-\nu}{\rho(1-2\nu)(1+\nu)}}$
页岩	2200 ~ 4000	1400 ~ 3000	S 波速率：$V_S=\sqrt{\frac{G}{\rho}}=\sqrt{\frac{E}{\rho}\frac{1}{2(1+\nu)}}$
冰渍物	1500 ~ 2200	800 ~ 1400	速率比：$\frac{V_S}{V_P}=\sqrt{\frac{1}{2}\frac{1-2\nu}{1-\nu}}$
砂砾①	740 ~ 900	375 ~ 495	
干松砂①	250 ~ 450	100 ~ 300	
干密砂①	400 ~ 600	200 ~ 500	
饱和松砂①	1450 ~ 1900	100 ~ 300	
饱和密砂①	1450 ~ 1900	200 ~ 500	
饱和粘土①	100 ~ 2200	75 ~ 40	
蒸馏水	1480	N/A	
海水	1530	N/A	
混凝土	3500 ~ 4500	1850 ~ 2400	

S 波速率和有效应力

$$V_S=\alpha\left(\frac{\sigma'_{mean}}{p_r}\right)^{\beta}$$

式中，$p_r=1\text{kPa}$，σ'_{mean} 是 S 波传播面的平均有效应力



注：杨氏模量 E，切变模量 G，约束模量 M，泊松比 ν，S 波速率-有效应力参数 α 和 β，常化应力 p_r，传播面中的平均有效应力 σ'_{mean}。

① 土壤表面中的波速率由土壤中的有效应力控制。土壤中波传播的泊松比在 0.1 ~ 0.2 之间变化。

来源：参考文献［Dobrin 和 Savit（1988），Fernandez（2000），Fratta 等（2005），Jamiolkowski 等（1994），Kim（2009），Knight 和 Enders（2005），Mavko 等（1998），Santamarina 等（2001），Santamarina 等（2005），Telford 等（1990）］。

3. 固结参数

为评价沉降，可压缩性测试通常包括泥土的一维压缩试验（有时候最好是沙）。从实验室测试获得的参数包括：

1）压缩指数 C_c；

2）再压缩指数 C_r；

3）固结时间率，C_v。

沉降分析可能既包括总沉降，也包括不均匀沉降。然而，因为持续的垂直载荷相对较轻，沉降对于风力机基础通常不是主要关注的问题。沙中的沉降通常基于 SPT 锤击数和/或 CPT 桩端阻力。

4. 地下水状态

多于一个的风电场的基础设计因为窄的和/或不确定的地下水位而变得复杂。因为浅扩基础通常嵌入参考水准面以下 2 ~2.5m，比其更浅的地下水位将减小基础淹没部分的有效重量至浮力值。这减小了总的垂直载荷，并依次增大了偏心距，要求基础尺寸的增大或者通过在基础顶部放置附加的填充物用以补偿重量损失。

5. 热阻系数

需要评价的最重要的特性之一是近地表土壤的热阻系数，近地表土壤中将埋入集电系统的电缆。这一测试通常的经验涉及以不同的相对压实度水平压实来自薄层大块样品（1 ~2m）的土壤，表现典型回填公用沟的压实状态。然后对这些样品进行了测试，包括收集随着土壤样品变干的一系列热阻读数，以形成热阻系数相对水分含量的热烧干曲线。热阻系数试验的一个实例如图 2-1 所示。

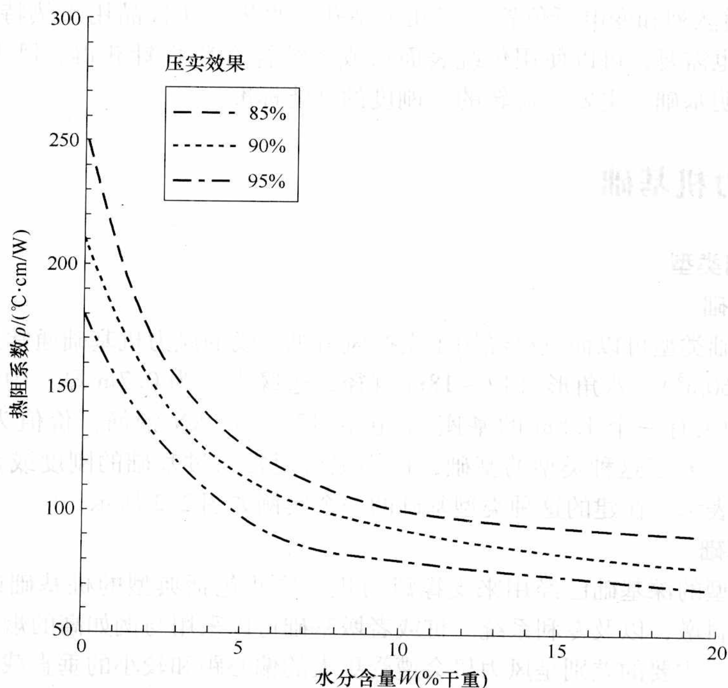


图 2-1 对于站点土壤压实至三个不同压实度的情况，热阻系数热烧干曲线的实例

6. 岩石特性

岩石特性的分析更是现场导向的，因为裂隙的存在、连接或其他中断将控制岩

体总的强度。岩石特性主要的兴趣是关于挖掘和/或岩锚能力。岩石特性的确定基于实验室和现场测试的信息，包括：

1）岩石分类（ASTM C294）；

2）覆土深度；

3）岩石品质指标（RQD）；

4）缝距和方向；

5）分层。

7. 杂项参数

用于通道、起重机垫、步道和地面板设计的土壤参数通常需要一个或多个以下的特性在岩土工程勘察中被评价：

1）加州承载比（CBR）；

2）R 值；

3）地基反应模量，k_v。

2.2.2　岩土工程调研与报告

在当前风能岩土工程勘察实践中，指定每个风力机位置最少要有一个钻孔或者 CPT，沿通道队列和变电所位置也有几个钻孔。收集大块样品用于热特性的测试。电阻率测量也需要，可以使用传统表面法或者结合 CPT 探针获得。风力机制造商通常详细说明基础、主要（旋转的）刚度的性能标准。

2.3　风力机基础

2.3.1　基础类型

1. 浅基础

很多基础类型可以而且已经用于支撑风力机。浅的风力机基础通常是钢筋混凝土（140～460m^3），八角形（12～18m 直径，边缘大约为 0.7m 厚，中间是 2.5～3.5m 厚，中央有一个 1.5m 的基座），包含 125～360kN 钢筋，价值为 100000～250000 美元。对于这种类型的基础，最小宽度通常通过基础的刚度或者最高允许边缘压力来表示。在建的这种类型基础的一个实例如图 2-2 所示。

2. 深基础

很多类型的深基础已经用来支撑风力机。这些包括典型的桩基础或钻孔墩基础、夯实集料墩，以及专利系统。桩或者墩基础可以采用与例如高的烟囱基础同样的方式设计。主要的差别是风力机会遭受更大的偏心距和较小的垂直载荷。

在美国已经被广泛应用于风力机的一个受专利权保护的基础类型是 P&H 无张力灌注墩（Patrick and Henderson's Tensionless Pier®）。这种墩由后张法混凝土环面组成，典型的直径为 4.5～5.5m，深为 8～12m。环面的建设，通过放置两个波纹金属圆柱体在一个挖掘的或者钻孔的洞中，并使用混凝土填充环状空间。内部空间

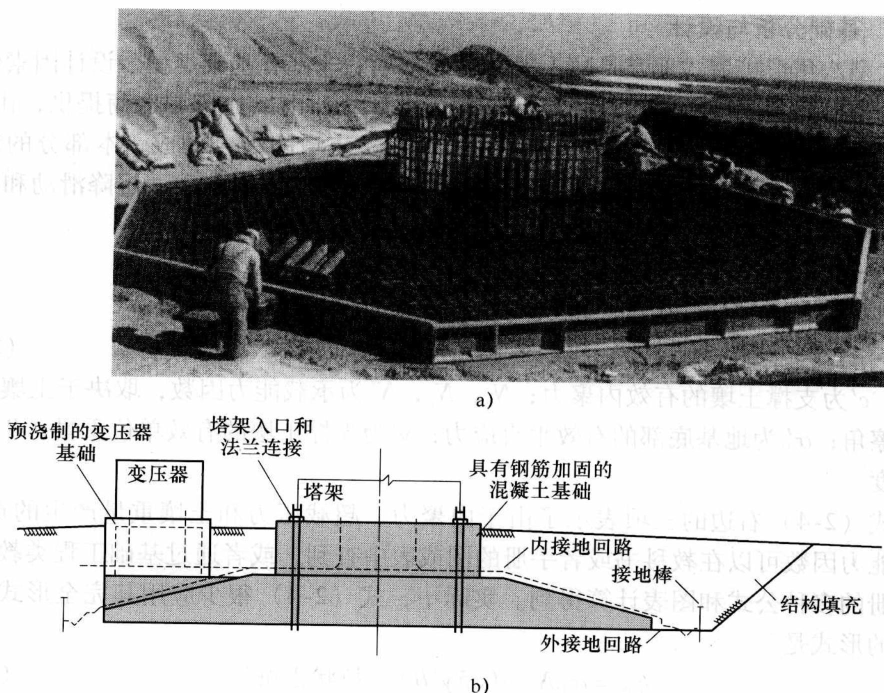


图 2-2　八角形风力机基础

a）在建设中　b）示意图

使用 3ft[⊖] 厚的混凝土塞回填，随之是未压实的挖掘弃土。该墩使用结构板盖在上面。波纹圆柱体外面与自然土壤之间的外部空间，使用水泥砂浆或者水泥浆回填。这种基础类型宣称的首要优势是节省成本。然而，对这些墩的建设有一些方面会否定表面上的节省，主要是需要挖土和大量水泥浆。

3. 地面改善

各种类型的地面改善已经被提出来和/或用来创建适合浅基础的地基条件。这些中涉及挖掘和移位、动力压实、夯实集料墩和石柱。在挖掘和移位上，对于基础底部以下大约 3m 的深度，具有经济性。局限性包括挖掘的弃土，增大了挖掘量，以及浅的地下水。动力压实对于 7m、也许 10m 的深度是有效的。这种方法的使用限于粗颗粒土壤。

夯实集料墩越来越多地与传统的扩展式地基结合使用。在土壤纵剖面包含软/松的上层并有更加适合的材料在其下的地方，这一技术是适当的。墩长度达到大约 7m 的可使用旋挖钻机安装；更大的长度可以使用套筒和心轴系统（冲击墩）获得。

⊖ 1ft = 0.3048m。

2.3.2 基础分析与设计

大型八角形扩展式地基是陆上风力机最常用的非专有基础类型。设计因素包括设计寿命、材料强度、适用性和疲劳分析。设计载荷由风力机制造商提供，由风、冰、运行、疲劳、地震和波浪作用（对于海上安装）的组合构成。本部分的讨论因而将被限制在浅八角形扩展式地基的岩土工程问题：承载能力、沉降滑动和基础刚度。结构设计与液化势将不涉及。

1. 承载能力

基础的极限承载能力的一般形式表示为

$$q_{\mathrm{ult}} = c'N_{\mathrm{c}} + \sigma'_{\mathrm{D}}N_{\mathrm{q}} + 0.5\gamma' BN_{\gamma} \tag{2-4}$$

式中，c'为支撑土壤的有效内聚力；N_{c}，N_{q}，N_{γ}为承载能力因数，取决于土壤的有效摩擦角；σ'_{D}为地基底部的有效垂直应力；γ'为支撑土壤的有效单位重量；B 为地基宽度。

式（2-4）右边的三项表示了由于内聚力、超载压力和土壤重量产生的贡献。承载能力因数可以在教科书或者手册的图或表中查到，或者通过基础工程类教科书或手册的多种公式和图表计算得到。实际中，式（2-4）很少应用其完全形式。更常用的形式是

$$q_{\mathrm{ult}} = \sigma'_{\mathrm{D}}N_{\mathrm{q}} + 0.5\gamma' BN_{\gamma}\{\text{粒状土壤}\} \tag{2-5}$$

以及

$$q_{\mathrm{ult}} = c'N_{\mathrm{c}} + \sigma_{\mathrm{D}}\{\text{粘性土}\} \tag{2-6}$$

式（2-4）~式（2-6）都是为平面应变条件推导的，因此对于圆形（八角形）必须使用校正因数进行修正。还有很多其他可能的对承载能力公式的修正（例如深度、载荷、倾斜基础坡度及地面坡度），这些超出了本书讨论的范围。

在浅的风力机基础设计中，承载能力很少是控制因素，除了有关由于施加在基础上的大力矩产生的高边缘压力（见图 2-3）。基于有效基础面积概念的偏心距校正可以应用如下公式进行计算［Det Norske Veritas，2002］：

$$A_{\mathrm{eff}} = 2\left[R^2\arccos\left(\frac{e}{R}\right) - e\sqrt{R^2 - e^2}\right]\{\text{圆形基础}\} \tag{2-7}$$

具有长轴：

$$b_{\mathrm{e}} = 2(R - e) \tag{2-8}$$

以及

$$l_{\mathrm{e}} = 2R\sqrt{1 - \left(1 - \frac{b}{2R}\right)^2} \tag{2-9}$$

尺寸和术语如图 2-3 所示。

2. 沉降

在风力机基础的情况下，作为压紧底层土壤的结果，可能发生沉降。给定来自风力机的垂直载荷的幅度以及扩展式地基的典型尺寸，来自垂直载荷的接触压力非

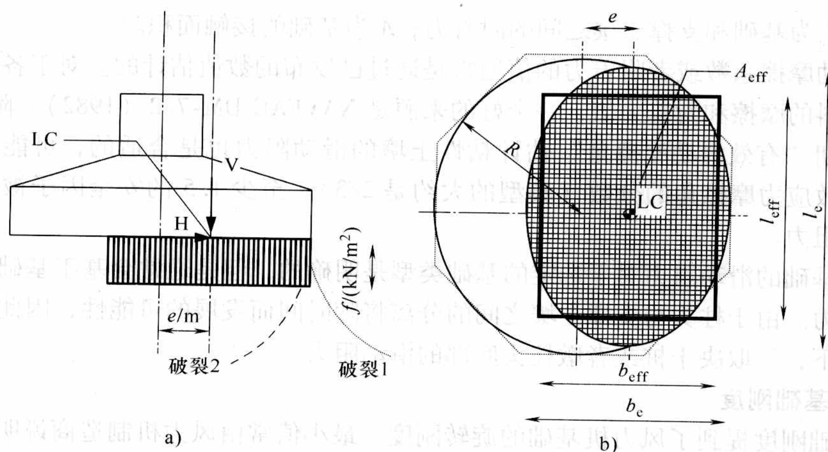


图 2-3 偏心载荷和有效面积的表示

a）加至风力机基础的偏心载荷 b）在有效面积 A_{eff} 内变小[Det Norske Veritas(2002)]

常小，典型地是在 50 ~ 75kPa 的范围内。大部分具有足够承载能力和刚度的土壤纵剖面下沉少于 2. 5cm。在粘土中，通常取得并测试原状样品用于固结沉降。在粒状土壤中，沉降分析可以使用参考文献［Schmertmann 等（1978）］中给出的程序或者一些其他的“弹性的”分析形式来完成。除了弹性半空间分析，方法是在增加的，允许土壤层的可压缩性在基础的影响带内被合成进分析中。下降趋势在传统的沉降分析中，是基础的尺寸影响土壤纵剖面至相当大的深度，甚至较大深度跨度上很小的应变就可能导致看起来无法接受的沉降。削减应力增加是积土压力 10% ~ 20% 深度处的计算，一般可以解决该问题。

在大部分风能项目中，土壤的弹性性质是通过 CPT 或者表面方法在小应变情况下测量的。通过适当地减小通过现场测量获得的小应变值，沉降可以使用弹性方法计算。小应变值减小 65% 被推荐用在沉降计算中。

3. 滑动阻力

设计横向载荷由风力机制造商详细说明。在典型八角形浅基础的情况下，滑动阻力通过基础底部与支撑土壤之间的滑动摩擦以及回填土壤的被动阻力获得。由于底部大的接触面积，对回填土壤的被动阻力通常忽略不计。滑动摩擦阻力可通过以下公式计算。

对于粒状土壤：

$$SR = W\tan\delta$$

式中，SR 为滑动阻力；W 为塔架和基础的自重；$\tan\delta$ 为基础和支撑土壤之间的滑动摩擦系数。

对于粘性土壤：

$$SR = C_a A$$

式中，C_a为基础和支撑土壤之间的附着力；A为基础的接触面积。

滑动摩擦系数或者附着力的值通常是通过已发布的数值估计的。对于各种基础地基材料的摩擦和附着力值，一个好的来源是 NAVFAC DM-7.2（1982）。附带地，基于长期“有效滑动摩擦角”估计粘性土壤的滑动阻力也是合适的，可能是土壤长期有效应力摩擦角的分数（典型的大约是2/3）。至少1.5的安全因子被推荐用于滑动阻力。

深基础的滑动阻力对于选定的基础类型是明确的，但是通常会基于基础元素的被动阻力。由于柱头与支撑土壤之间的分离将随时间而发展的可能性，因此在大多数情况下，不取决于桩或者墩柱头底部的滑动阻力。

4. 基础刚度

基础刚度提到了风力机基础的旋转刚度。最小值常由风力机制造商说明。旋转刚度的定义（在垂直加载中弹簧常数的旋转相似体）是作用力矩对角位移的比率。对于放置在弹性半空间上、遭受摇摆运动的刚性圆形基础，参考文献［Richart 等（1970）］提供了旋转刚度k_ψ的以下计算公式：

$$k_\psi = \frac{8Gr^3}{3(1-v)} = \frac{M}{\theta} \tag{2-10}$$

式中，M为作用力矩；θ为旋转角度（以弧度表示）；r为基础半径。

参考文献［Det Norske Veritas（2002）］针对土壤在基岩之上（一个两层无限半空间和嵌入基岩上的土壤中）的情况，扩展了旋转刚度的公式，如下：

基岩之上土壤：

$$k_\psi = k_{\psi,RHW}\left(1+\frac{r}{6h}\right) \tag{2-11}$$

式中，$k_{\psi,RHW}$为参考文献［Richart 等（1970）］中的值；h为土壤层厚度。

两层无限半空间：

$$k_\psi = k_{\psi,RHW}\frac{1+\dfrac{r}{6h}}{1+\dfrac{r}{6h}\dfrac{G_1}{G_2}} \qquad 0.75 \leqslant h/r \leqslant 2 \tag{2-12}$$

式中，h为上层厚度；G_1，G_2为上层和下层的剪切模量。

嵌入基岩之上土壤的基础：

$$k_\psi = k_{\psi,RHW}\left(1+\frac{r}{6h}\right)\left(1+2\frac{d}{r}\right)\left(1+0.7\frac{d}{h}\right) \tag{2-13}$$

式中，d为嵌入深度。

参考文献［Det Norske Veritas（2002）］也提供了针对垂直、水平（滑动）及扭转运动的刚度公式，这些不是常规的考虑。

刚度公式中的关键土壤参数是剪切模量。参考文献［Det Norske Veritas（2002）］规定了通过与空隙比及超固结比、不排水抗剪强度或相对密度的经验关

联来估计 G。但是在现有的基于美国的经验中，G 典型地通过 CPT 地震或者表面物探方法获得。这些方法以非常小的应变测量剪切模量，这一值被指定为 G_o。与典型基础载荷（具有 2.5 ~3.0 的安全因子）相关的应变远大于在 CPT 地震或表面物探测量中产生的应变。参考文献［Det Norske Veritas（2002）］推荐了一个值，$G = 0.35G_o$，用在计算基础刚度上。图 2-4 中提供了一幅正常固结土壤剪切模量减少值的图。对于各种土壤类型，G_o减少值存在多个参考［Mayne 等（2009）］。

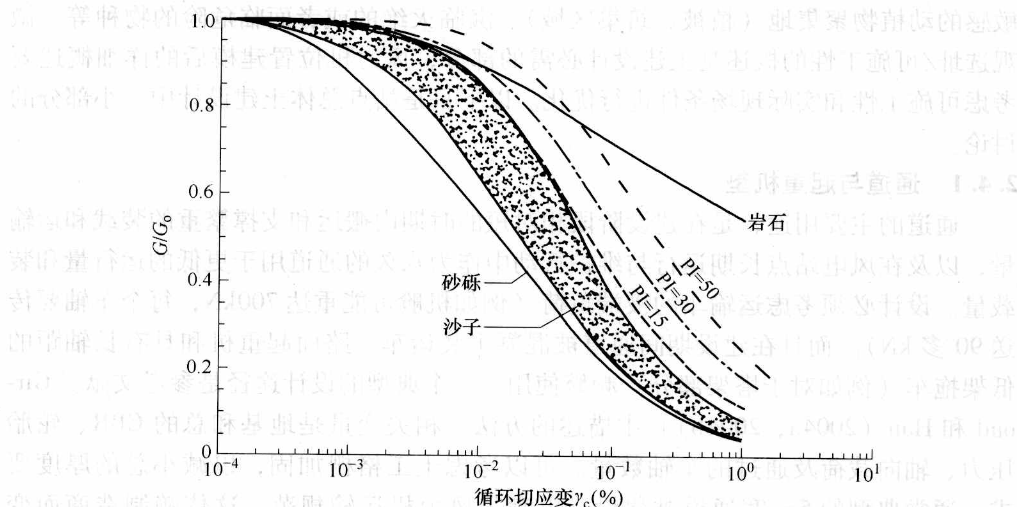


图 2-4　正常固结土壤的标准化剪切模量变化，基于塑性指数、PI 和粒状土壤作为循环剪切应变的函数 γ_c［Sykora 等（1992）和 Vucetic，Dobry（1991）］

风力机基础设计的其他设计考虑包括液化和基础滑动。然而，液化分析超出了本书讨论的范围。而且，滑动的安全因子对于大型的八角形扩展式地基来说，不可能是个问题。

2.4　土建设计与微观选址

风电站选址、设计和建设的主要土建工程相关项包括但不限于岩土工程勘察（见 2.2 节）、站点坡度、通道和起重机垫，风力机基础（见 2.3 节）包括接地、传输线及互联的土建设计以及集电系统。土建设计包可能包括多个以下部分：

1）名称/站点位置表；

2）运输计划；

3）风力机坐标表；

4）站点计划；

5）计划或者计划/概图表；

6）公共道路改善细节表；

7）道路和起重机细节表；

8）基础细节表；

9）集电沟道布局和细节表。

站点计划必须包括一些阻碍的明确细节，这些阻碍来自地界线、沼泽地、住宅、道路和排水道，除任何特殊地带外，还可能包括历史性的和/或考古的区域、敏感的动植物聚集地（植被、筑巢区域）、濒临灭绝的或者面临危险的物种等。微观选址/可施工性的概述是土建设计必需的部分，风力机位置建模后的详细概述要考虑可施工性和实际现场条件进行优化。以下只是站点总体土建设计中一小部分的讨论。

2.4.1 通道与起重机垫

通道的主要用途，是在建设阶段相对短的时期内搬运和支撑繁重的装载和运输量，以及在风电站点长期运行与维护行动中作为永久的通道用于更低的运行量和装载量。设计必须考虑运输车的极端负荷（例如机舱可能重达700kN，每个车轴要传送90多kN）。而且在建设期间通道被混凝土装运车、路面起重机和具有长轴距的低架拖车（例如对于塔架部分）频繁使用。一个典型的设计途径是参考文献［Giroud和Han（2004a，2004b）］中描述的方法。相关变量是地基和总的CBR、轮胎压力、轴向载荷及通过的车轴数量。可以考虑土工格栅加固，以减小总的厚度要求。通常典型的5m宽通道被建设，以满足风力机运输规范，这依赖制造商而变化。设计和建设问题可能包括：

1）有机材料和上层土的剥离；

2）压实的地基（例如最小95%的相对压实度）；

3）0.2~0.3m总的压实路基；

4）土工布和土工格栅加固层，基于来自岩土报告的推荐；

5）不超过10%的坡度；

6）20m的距离范围内没有大于0.5m的下陷或者突起；

7）合适的转弯半径（最大约为35m）；

8）现有站点风力机运输车转弯的区域。

起重机垫的主要用途是在风力机部件卸货及吊装期间提供一块用于风力机稳定的区域。起重机垫通常针对主吊装起重机的要求而设计，可能在建成后用作永久性的停车区域。起重机垫典型的设计要求有具有正向排水系统的水平区域、最大1%的坡度、压实地基上总的设计厚度以及起重机垫的潜在用途。起重机垫典型的是17m×25m。总的厚度要求通常基于承载能力的考虑。起重机通道典型的是10m宽，具有通至边缘的排水系统，坡度不超过10%，碾压试验是在起重机步履之前。最后，也需要一个建设装配区域，典型的是90m×90m，用于工作台以及风力机和塔架的装配。

2.4.2　集电系统

在风资源评估与风力机选址之后，项目站点选择的下一个最重要的方面是电气互连。用最小的电气损耗（换言之，损耗的收入）把分布式电能接入互连系统非常重要。合理设计和建设的集电系统，安全、有效且高效地将分布式电能收集和传送至中央互连系统处，这些分布式电能的产生来自分散的风力机位置，通常分散在数千米内。在美国，集电系统一般是地下系统。在本书中，损耗是以下量的函数：

1）从风力机到互连点的布线距离；

2）从风力机到互连点的布线电压；

3）布线尺寸；

4）土壤热阻系数；

5）变压器效率。

线损耗直接与下式相关：

$$I^2R \tag{2-14}$$

式中，I 为电缆中的电流；R 为电缆的电阻，电阻是电缆尺寸、长度和土壤热阻系数的函数。从站点土建/岩土工程设计的观点看，高土壤热阻系数限制了电缆耗散损耗产生热量的能力，并且增高了电缆温度，这进而会增大电阻。例如，基岩表面对于精确地确定和绘图非常重要，因为大部分岩石类型增大了热阻系数，也增大了安装成本。集电系统应被优化，将这些线损耗降到最低，并通过最小化线长度优化安装成本。

集电系统一般安装在临近站点道路的地方，便于建设与维护时的接近。集电沟道中回填土的适当压实是一个主要的问题。因为沟道通常沿着或者穿越通道，沟道中不合适的压实回填会导致这些道路的地面塌落以及车辙/下陷。工业标准是压实沟道回填至最小 95% 的相对压实度。放置在沟道中的回填土必须是合适的且不能损害电缆。例如，具有有角边缘的碎岩石就可能损害电缆。电缆通常放置在沙子或其他合适材料的层中。

如 2.4.2 节中讨论的，热阻系数是土壤耗散热量的能力。如果土壤不能完全地耗散地下电缆通过电流时产生的热量，电缆会过热，这会进而导致电气绝缘的干燥以及潜在的高压电缆失效。而且热烧干增大了土壤的热阻系数，因为湿度是由电缆周围的回填土推动的。大部分电缆额定安装在 90℃ · cm/W 的土壤中。如果土壤热阻系数更高，电缆容量必须降容，这可能意味着电缆不能承载要求的功率量或者具有更高的线损耗。可以用校正的或者工程的回填土放置在集电沟道中以减轻这种影响。表 2-2 中提供了土壤热阻系数的典型值。

在地下集电网络的路由选择中，在任何可能的地方，沟道应在路旁并通过设计将道路交叉减少到最低。而且，风力机起重机垫具有大的短期装载量，不应该位于集电沟道上方。路由选择应尝试将风力机运输车辆、架梁起重机和开挖设备之间的潜在干涉降到最低，由于可能相继发生困难的后勤问题。最后，所有沟道应被安装，以便在如果发生电缆失效时方便维修的接近。

表 2-2 典型土壤热阻系数值

土壤类型	热阻系数/(℃·cm/W)
沙质土（干）	200
沙质土（湿）	83
沙质土（饱和）	40
沙性砂砾土	71
沙质粉砂质粘土	55
沙质粘壤土	32
粉砂壤土	33
粘土质砂	79
粘质土	67
低可塑粘土	90
强可塑粘土	100
火山土	100

注：热阻系数值基于饱和土，特别标注的除外。改编自参考文献［Buonanno 等（1995）、Lu 等（2009）］以及美国风力机站点的各种岩土工程勘察报告。

2.4.3 风力机与集电系统的接口及风力机接地

所有风力机需要有一个变压器连接到集电系统。一些变压器位于机舱，另外一些位于接近风力机底座的地方。风力机的连接需要线管来布线电缆，而且必须小心地与放置在风力机基础中的钢筋相配合。

每台风力机必须连接至有效的接地基准，以确保风力机能够安全工作，并且在集电系统异常时（例如短路）不受损害。风力机制造商通常会规定对于每台单独的风力机接地电阻应低于5Ω。满足这一要求在具有很高土壤电阻率的多岩石区域非常困难。普通的风力机接地系统由铜电缆环组成，集中安装在风力机基础周围（见图2-5）。连接到这些环上的是埋入土中的铜棒（通常2.5~6.0m长）。接地电阻是土壤电阻率、接地系统面积、接地系统中安装的铜导线直径与长度以及安装的接地棒直径的函数。

如果指定的接地电阻很难取得，则可以采取以下措施：

1）增加额外的铜导线环以及铜接地棒（服从收益递减率）。

2）接地棒和电缆可以安装在增强的接地材料中。实质上是，钻出比棒更大的孔洞并使用这种材料回填（以高成本为代价）。

3）连接接地系统至风力机基础，在几个位置加强。这有效利用了风力机基础作为巨大的接地棒（常应用合适的阴极保护）。

4）可以利用特殊的化学接地棒，向周围土壤中释放化学品，以减小土壤的电阻率（遭遇高成本及补充化学品的维护）。

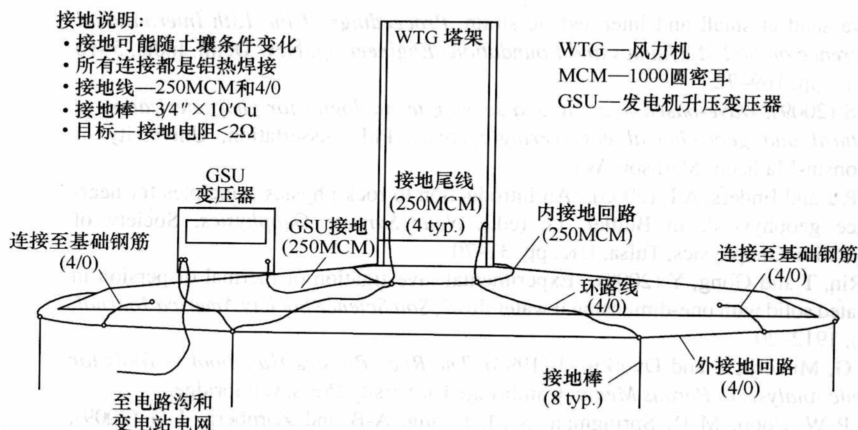


图2-5　风力机基础/塔架接口处接地规范的示意图示例

2.5　更多信息和建议的来源

Burland, J B (1989), 'Small is beautiful – the stiffness of soils at small strains', Ninth Lauritz Bjerrum Memorial Lecture, *Can. Geotech. J.*, 26, 499–516.

Das, B M (2004), *Principles of Foundation Engineering*, Brooks/Cole-Thomson Learning, Pacific Grove, CA.

2.6　参考文献

Buonanno, G, Carotenuto, A, Dell'Isola, M and Villacci, D (1995), 'Effect of radiative and convective heat transfer on thermal transients in power cables', *IEE Proceedings – Generation Transmission & Distribution*, 142(4), 436–44.

Department of the Navy (1982), Foundations and earth structures, NAVFAC DM-7.2.

Det Norske Veritas (2002), *Guidelines for Design of Wind Turbines*, Risø National Laboratory, Copenhagen.

Dobrin, M B and Savit, C H (1988), *Introduction to Geophysical Prospecting*, McGraw-Hill, New York.

Fernandez, A L (2000), Tomographic imaging the state of stress, PhD dissertation, Georgia Institute of Technology, Atlanta, GA.

Fratta, D, Alshibli, K A, Tanner, W M and Roussel, L (2005), 'Combined TDR and P-wave velocity measurements for the determination of in-situ soil density', *ASTM Geotechnical Testing Journal*, 28(6), 553–63.

Giroud, J P and Han, H J (2004a), 'Design method for geogrid-reinforced unpaved roads I. Development of design method', *Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering*, 130(8), 775–86.

Giroud, J P and Han, H J (2004b), 'Design method for geogrid-reinforced unpaved roads II. Calibration and applications', *Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering*, 130(8), 787–97.

Jamiolkowski, M, Lancellotta, R, Lo Presti, D C F and Pallara, O (1994), Stiffness of

Toyura sand at small and intermediate strain, *Proceedings of the 13th International Conference on Soil Mechanics and Foundations Engineering*, New Delhi, India, 5–10 January, pp. 169–72.

Kim, K-S (2009), *Wave-based imaging and sensing technologies for characterization of structural and geotechnical engineering systems*, PhD dissertation, University of Wisconsin-Madison, Madison, WI.

Knight, R J and Enders, A L (2005), 'An introduction to rock physics principles for near-surface geophysics', in Buttler, D. (ed.), *Near Surface Geophysics*, Society of Exploration Geophysics, Tulsa, UK, pp. 31–70.

Lu, X, Rin, T and Gong, Y (2009), 'Experimental investigation of thermal dispersion in saturated solid with one-dimensional water flow', *Soil Science Society America Journal*, 73(6), 1912–20.

Mavko, G, Mukerji, T and Dvorkin, J (1998), *The Rock Physics Handbook – Tools for Seismic Analysis in Porous Media*, Cambridge University Press, Cambridge.

Mayne, P W, Coop, M R, Springman, S M, Huang, A-B and Zornberg, J G (2009), 'Geomaterial behavior and testing', in M. Hamza *et al.* (eds), *Proceedings of the 17th International Conference on Soil Mechanics Geotechnical and Engineering*, Alexandria, Egypt, 5–9 October, pp. 2777–872.

Richart, F E, Hall, J and Woods, R (1970), *Vibrations of Soils and Foundations*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ.

Santamarina, J C, Klein, K and Fam, M (2001), *Soils and Waves – Particulate Materials Behavior, Characterization and Process Monitoring*, John Wiley and Sons, Chichester, UK.

Santamarina, J C, Rinaldi, V A, Fratta, D, Klein, K A, Wang, Y-H, Cho, G-C, *et al.* (2005), 'A survey of elastic and electromagnetic properties of near-surface soils in near-surface geophysics', in Buttler, D. (ed.), *Near Surface Geophysics*, Society of Exploration Geophysics., Tulsa, OK, pp. 71–87.

Schmertmann, J H, Hartman, J P and Brown, P R (1978), 'Improved strain influence factor diagrams', *Journal of the Geotechnical Engineering Division*, 104(GT8), 1131–35.

Sykora, D W, Wahl, R E and Wallace, D C (1992), '*USACE geotechnical earthquake engineering software*', Instruction Report GL-92-4, US Army Corps of Engineers, Washington, DC.

Telford, W M, Geldart, L P and Sheriff, R E (1990), *Applied Geophysics*, Cambridge University Press, Cambridge, UK.

Vucetic, M and Dobry, R (1991), 'Effect of soil plasticity on cyclic response', *Journal of the Geotechnical Engineering Division*, 117(1), 89–107.

第3章　风力机的气动弹性力学和结构动力学

V. A. RIZIOTIS，雅典国家技术大学，希腊
H. A. MADSEN，Risø DTU，丹麦技术大学国家可再生能源实验室，丹麦

摘要： 本章讨论了现代兆瓦级风力机的气动弹性力学模型和优化设计。第一部分在梁理论、多体动力学分析和有限元方法内容中介绍了柔性风力机部件的气动弹性力学运动方程和完整的风力机系统的动力学方程。第二部分主要讨论了改进的气动弹性力学设计相关方面的内容。首先描述了风力机外部载荷的特性，其次讨论了在过去或者可预期的未来的设计中暴露的气动弹性力学不稳定问题和改进风力机气动弹性行为的方法，以及气动弹性设计关心的未来趋势。

关键词： 气动弹性力学，减振，不稳定性，载荷，设计

3.1　引言

风力机具有柔性的结构，在空气动力载荷作用下运行，通过风轮的气流除了推动叶片旋转外，也会使整个结构变形。当风力机发生形变时，各种部件的弹性运动会影响空气动力载荷，因此也可通过这点来依次区分发生形变的部分。这样，就形成了空气动力学-结构动力学的耦合问题。

气动弹性力学分析确定了各种部件之间由于流入的风相互作用而引起的弹性偏差和内部载荷。不难理解，在设计过程中这是一个很重要的任务，因为它提供了单独部件的设计限值。然而，考虑到风的随机性、流过风轮的不稳定性、叶片的复杂结构和各种部件（风轮旋转、叶片变桨距、机舱偏航等）发生自由运动的不同角度，从这些方面看不难理解，想要确定风力机弹性偏差和各种部件内部载荷绝不是一件容易的事情。

本章包含两个部分。第一部分中，在梁理论和有限元方法内容中描述了风力机结构动力学和气动弹性力学建模，正如目前大多数设计和分析工具中所应用的。

第二部分主要讨论了改进的气动弹性力学设计相关方面的内容。这部分以描述风力机外部载荷的特性而展开论述。然后，讨论了在过去或者可预期的未来的设计中暴露的气动弹性力学不稳定问题和改进风力机气动弹性行为的方法，以及气动弹性设计关心的未来趋势。

3.2 风力机结构动力学

3.2.1 应用梁理论的风力机部件的有限元方法（FEM）模型

固态结构的一维近似（梁理论）适合于绝大多数风力机应用的模型方法（approach）。目前绝大多数结构动力学和气动弹性设计工具（Schepers 等，2002）是基于这种灵活的风力机部件（例如叶片、塔架、轴承等）的结构模型方式的。基本限制因素为该结构具有较细形状，或者其中一个方向的尺寸要比其他两个方向的尺寸明显大得多。常规渐进分析证明了依赖于两个最短维度尺寸的消除，并且提出的问题也仅仅是关于余下的第三个维度尺寸。在一个结构主导方向维度尺寸上，定义为梁理论弹性轴，并且通常假设为直线形的［曲线梁理论弹性轴也由 Hodges 处理过（2003）］。在过去不久，大多数目前最先进的风力机设计工具采用了一阶非线性梁模型，甚至基于模态线性化的方法等模型，这表明了其具有较小或中等的挠度。随着现代机组容量和结构柔性的增加，建立可说明大挠性成因的更高阶模型已迫在眉睫，并且在气动弹性力学规范中，最近已经实现了这种类型的模型（Riziotis 和 Voutsinas，2006；Kallesøe，2007；Riziotis 等，2008）。本章讨论了非线性梁理论的主要方面，包括遭受大偏差的高柔性梁的分析。

另外，本章也介绍了梁微分方程的数值离散化的有限元方法。

1. 梁运动学

梁上放置 $Oxyz$ 全局坐标系（见图 3-1），当 x 轴和 z 轴位于未发生形变的梁的横截面上时，系统的 y 轴与梁的轴对齐（剪切中心轴），其中，x 和 y 轴方向定义为梁的两个弯曲方向。$O'\xi_0\eta_0\zeta_0$ 是未发生形变的横截面的局部坐标系（见图 3-1），其中 ξ_0 和 ζ_0 为仅针对预弯曲面关于全局 x 和 z 轴旋转所得。最后，$O_1\xi\eta\zeta$ 是变形截面的局部坐标系（见图 3-1）。本文后续部分提到的分析均为基于 Euler-Bernoulli 的梁理论假设（Hodges 和 Dowell，1974），根据 Euler-Bernoulli 的假设，在轴向和扭转方向载荷作用下，梁的每个横截面之间仅能一致性地转换和旋转，尽管如此，它总是保持在同一平面且形状未发生畸变。这是一个合理的假设，考虑到梁的结构，横截面尺寸比梁方向尺寸相对较小，此外，梁的横截面始终以与弹性形变轴保持垂直的方式旋转。这表明面的旋转仅取决于结构弯曲，因此可以忽略剪切引起的形变。按以上方法，可以得到弯曲位移和旋度的直接关系。

发生形变的梁上的任意点的位置矢量由以下通用表达式给出：

$$\boldsymbol{r}=\begin{bmatrix}0\\y\\0\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}u\\v\\w\end{bmatrix}+\boldsymbol{E}\cdot\begin{bmatrix}\xi\\0\\\zeta\end{bmatrix} \tag{3-1}$$

式中，u 和 w 分别为全局坐标系 x 和 z 轴方向上的弯曲位移，v 是初始定位于 y 轴轴向位置的横截面的轴向位移。矩阵 $\boldsymbol{E}$ 是从形变截面（ξ，η，ζ）的局部坐标系到

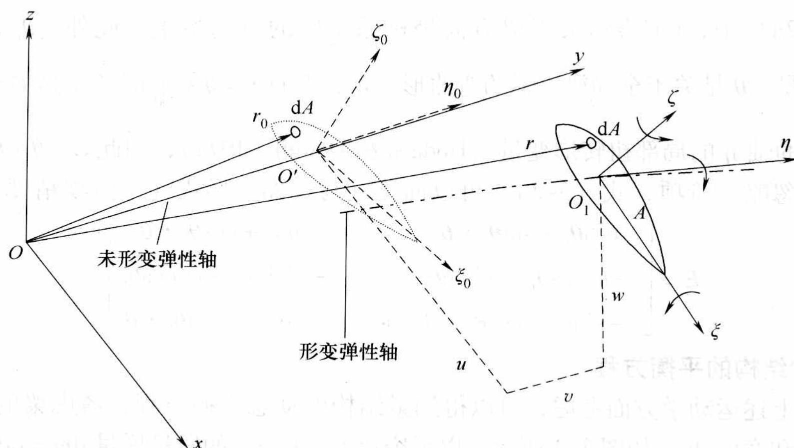


图 3-1　梁结构运动学

梁（x，y，z）的全局坐标系的变换矩阵。

根据欧拉公式，角 φ、ψ 和 ω 如图 3-2 所示，矩阵 $\boldsymbol{E}$ 可以写成如下形式：

$$\boldsymbol{E}=\begin{pmatrix}\cos\psi & -\sin\psi & 0\\ \sin\psi & \cos\psi & 0\\ 0 & 0 & 1\end{pmatrix}\cdot\begin{pmatrix}1 & 0 & 0\\ 0 & \cos\omega & -\sin\omega\\ 0 & \sin\omega & \cos\omega\end{pmatrix}\cdot\begin{pmatrix}\cos\varphi & 0 & \sin\varphi\\ 0 & 1 & 0\\ -\sin\varphi & 0 & \cos\varphi\end{pmatrix} \tag{3-2}$$

式中，ψ 和 ω 与 u 和 w 直接相关（两个弯曲位移量），φ 表示横截面弯曲前扭转形变增量。

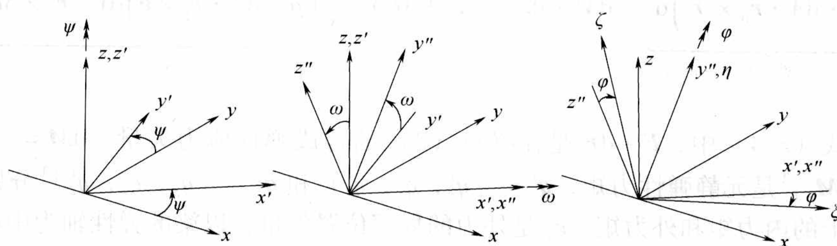


图 3-2　横截面局部系统到梁全局系统的转换

根据弯曲位移量 u 和 w，在欧拉角中保留到二阶项精度（Hodges 和 Dowell，1974），矩阵 $\boldsymbol{E}$ 可以记作以下形式：

$$\boldsymbol{E}=\begin{bmatrix}\cos(\theta_t+\hat{\theta}-u'w')\cdot\left(1-\dfrac{u'^2}{2}\right) & u' & \sin(\theta_t+\hat{\theta}-u'w')\cdot\left(1-\dfrac{u'^2}{2}\right)\\ -u'\cos(\theta_t+\hat{\theta})+w'\sin(\theta_t+\hat{\theta}) & 1-\dfrac{u'^2}{2}-\dfrac{w'^2}{2} & -u'\sin(\theta_t+\hat{\theta})-w'\cos(\theta_t+\hat{\theta})\\ -\sin(\theta_t+\hat{\theta})\cdot\left(1-\dfrac{w'^2}{2}\right) & w' & \cos(\theta_t+\hat{\theta})\cdot\left(1-\dfrac{w'^2}{2}\right)\end{bmatrix} \tag{3-2a}$$

在式（3-2a）中，$(\,)'$表示关于梁方向坐标系 y 轴的空间衍生。此外，θ_t是叶片局部预弯曲量。θ 是关于全局梁 y 轴的弯曲形变量，并且 $\hat{\theta}=\theta+\int_0^y u''w'\mathrm{d}y$ 是关于局部已形变的梁的轴 η 的局部扭转形变量（Hodges 和 Dowell，1974），因此 $\varphi=\hat{\theta}+\theta_t$。

如果忽略二阶项，式（3-2a）可以简化并写成如下形式（一阶项精度）：

$$\boldsymbol{E}=\begin{bmatrix}\cos\theta_t-\sin\theta_t\cdot\theta & u' & \sin\theta_t+\cos\theta_t\cdot\theta\\ -u'\cos\theta_t+w'\sin\theta_t & 1 & -u'\sin\theta_t-w'\cos\theta_t\\ -\sin\theta_t-\cos\theta_t\cdot\theta & w' & -\cos\theta_t-\sin\theta_t\cdot\theta\end{bmatrix} \tag{3-2b}$$

2. 梁结构的平衡方程

基于上述运动学方面考虑，可以得到梁结构的动态平衡方程，考虑梁的微分元、横截面 A 和宽度 $\mathrm{d}y$，如图 3-3 所示，以无穷小元 $\mathrm{d}A$ 表示的质量增量 $\mathrm{d}m=\rho\mathrm{d}A$，其中 ρ 是横截面材料的局部质量密度（见图 3-3），令 $\delta\boldsymbol{P}=[\delta\boldsymbol{P}_x,\ \delta\boldsymbol{P}_y,\ \delta\boldsymbol{P}_z]^{\mathrm{T}}$为施加在元上单位长度的外力，$\mathrm{d}\boldsymbol{F}=[\mathrm{d}F_x,\ \mathrm{d}F_y,\ \mathrm{d}F_z]^{\mathrm{T}}$为净弹性应力，$\boldsymbol{g}=[g_x,\ g_y,\ g_z]^{\mathrm{T}}$为重力加速度，$\boldsymbol{p}^{\mathrm{i}}=[p_x^{\mathrm{i}},\ p_y^{\mathrm{i}},\ p_z^{\mathrm{i}}]^{\mathrm{T}}$和 $\boldsymbol{p}^{\mathrm{e}}=[p_x^{\mathrm{e}},\ p_y^{\mathrm{e}},\ p_z^{\mathrm{e}}]^{\mathrm{T}}$分别为总内力和总外力，因此，关于叶片局部坐标系统 $Oxyz$ 的力的平衡方程，可以写成如下式形式：

$$\underbrace{\left(\int_A\rho\cdot\mathrm{d}A\cdot\ddot{\boldsymbol{r}}\right)\mathrm{d}y}_{\boldsymbol{p}^{\mathrm{i}}\cdot\mathrm{d}y}=\mathrm{d}\boldsymbol{F}+\underbrace{\left(\int_A\rho\cdot\mathrm{d}A\cdot\boldsymbol{g}\right)\mathrm{d}y+\delta\boldsymbol{P}\mathrm{d}y}_{\boldsymbol{p}^{\mathrm{e}}\cdot\mathrm{d}y} \tag{3-3}$$

同样，关于增量元 $\mathrm{d}y$ 的原点（1）的力矩平衡方程可以写成：

$$\underbrace{\left(\int_A\rho\cdot\mathrm{d}A\cdot\boldsymbol{r}_{\mathrm{p}}\times\ddot{\boldsymbol{r}}\right)\mathrm{d}y}_{\boldsymbol{q}^{\mathrm{i}}\cdot\mathrm{d}y}=\mathrm{d}\boldsymbol{M}+\mathrm{d}\boldsymbol{r}_{\mathrm{e}}\times(\boldsymbol{F}+\mathrm{d}\boldsymbol{F})+\underbrace{\left(\int_A\rho\cdot\mathrm{d}A\cdot\boldsymbol{r}_{\mathrm{p}}\times\boldsymbol{g}\right)\mathrm{d}y+\boldsymbol{r}_{\mathrm{a}}\times\delta\boldsymbol{P}\mathrm{d}y}_{\boldsymbol{q}^{\mathrm{e}}\cdot\mathrm{d}y} \tag{3-4}$$

在式（3-4）中，$\boldsymbol{F}+\mathrm{d}\boldsymbol{F}$ 是在终点（2）的合成弹性应力矢量，$\mathrm{d}\boldsymbol{M}=[\mathrm{d}\boldsymbol{M}_x,\ \mathrm{d}\boldsymbol{M}_y,\ \mathrm{d}\boldsymbol{M}_z]^{\mathrm{T}}$是元静弹性力矩，$\boldsymbol{q}^{\mathrm{i}}=[q_x^{\mathrm{i}},\ q_y^{\mathrm{i}},\ q_z^{\mathrm{i}}]^{\mathrm{T}}$和 $\boldsymbol{q}^{e}=[q_x^{\mathrm{e}},\ q_y^{\mathrm{e}},\ q_z^{\mathrm{e}}]^{\mathrm{T}}$分别是作用在元上的内力矩和外力矩。$\boldsymbol{r}_{\mathrm{a}}$ 是外力的局部位置矢量，以梁的弹性轴为中心。进一步，$\boldsymbol{r}_{\mathrm{p}}=\boldsymbol{r}-\boldsymbol{r}_{\mathrm{e}}^{(1)}$，且 $\mathrm{d}\boldsymbol{r}_{\mathrm{e}}=\boldsymbol{r}_{\mathrm{e}}^{(2)}-\boldsymbol{r}_{\mathrm{e}}^{(1)}$，$\boldsymbol{r}_{\mathrm{e}}$是发生形变的弹性轴上一点的位置矢量，这里，指数（1）和（2）分别表示微分元 $\mathrm{d}y$ 的初值和终值。位置矢量 $\boldsymbol{r}_{\mathrm{e}}$可表示为

$$\boldsymbol{r}_{\mathrm{e}}=\begin{bmatrix}0\\y\\0\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}u\\v\\w\end{bmatrix} \tag{3-5}$$

在未发生形变的 x、y、z 轴上的分量中，分析了平衡的矢量方程式（3-3）和式（3-4），受力方程可写成：

$$\boldsymbol{p}_x^{\mathrm{i}}=\boldsymbol{F}'_x+\boldsymbol{P}_x^{\mathrm{e}} \tag{3-6a}$$

$$\boldsymbol{p}_y^{\mathrm{i}}=\boldsymbol{F}'_y+\boldsymbol{P}_y^{\mathrm{e}} \tag{3-6b}$$

$$\boldsymbol{p}_z^{\mathrm{i}}=\boldsymbol{F}'_z+\boldsymbol{P}_z^{\mathrm{e}} \tag{3-6c}$$

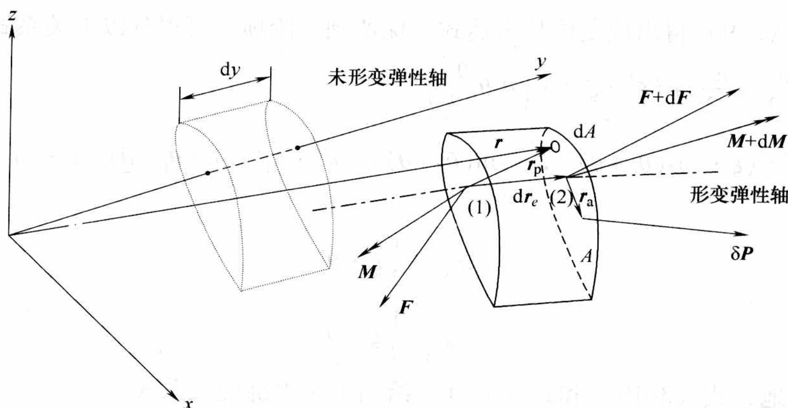


图 3-3　梁结构的动力学特性

相似地，力矩方程式可以写成：

$$\boldsymbol{q}_x^{\mathrm{i}} = \boldsymbol{M}_x' + \boldsymbol{F}_z - \boldsymbol{F}_y w' + \boldsymbol{q}_x^{\mathrm{e}} \tag{3-7a}$$

$$\boldsymbol{q}_y^{\mathrm{i}} = \boldsymbol{M}_y' - \boldsymbol{F}_z u' + \boldsymbol{F}_x w' + \boldsymbol{q}_y^{\mathrm{e}} \tag{3-7b}$$

$$\boldsymbol{q}_z^{\mathrm{i}} = \boldsymbol{M}_z' - \boldsymbol{F}_x + \boldsymbol{F}_y u' + \boldsymbol{q}_z^{\mathrm{e}} \tag{3-7c}$$

由前所述，在现在的分析中忽略了反向剪切，假设在高剪切刚度情况（无剪切形变），梁横截面将保持垂直于弹性形变轴，并且由此可知弯曲旋度（ψ 和 ω）为该问题非独立变量。因此，两个弯曲力矩方程式（3-7a）和式（3-7c）可以分别用来消除式（3-6c）和式（3-6a）中内部剪切力 $\boldsymbol{F}_x'$和 $\boldsymbol{F}_z'$的空间导数，从而由六个平衡方程式可以减少为关于未形变系统的四个独立挠度 u、v、w 和 θ 的四个方程式：

$$\boldsymbol{p}_x^{\mathrm{i}}(\boldsymbol{q}_z^{\mathrm{i}})' = \boldsymbol{M}_z'' + (\boldsymbol{F}_x u')' + \boldsymbol{p}_x^{\mathrm{e}} + (\boldsymbol{q}_x^{\mathrm{e}})' \quad (\text{力 } x) \tag{3-8a}$$

$$\boldsymbol{p}_y^{\mathrm{i}} = \boldsymbol{F}_y' + \boldsymbol{p}_y^{\mathrm{e}} \quad (\text{力 } y) \tag{3-8b}$$

$$\boldsymbol{p}_z^{\mathrm{i}} - (\boldsymbol{q}_x^{\mathrm{i}})' = -\boldsymbol{M}_x'' + (\boldsymbol{F}_y w')' + \boldsymbol{p}_z^{\mathrm{e}} - (\boldsymbol{q}_x^{\mathrm{e}})' \quad (\text{力 } z) \tag{3-8c}$$

$$\boldsymbol{q}_y^{\mathrm{i}} + \boldsymbol{q}_x^{\mathrm{i}} u' + \boldsymbol{q}_z^{\mathrm{i}} w' = \boldsymbol{M}_y' + \boldsymbol{M}_x u' + \boldsymbol{M}_z w' + \boldsymbol{q}_y^{\mathrm{e}} + \boldsymbol{q}_x^{\mathrm{e}} u' + \boldsymbol{q}_z^{\mathrm{e}} w' \quad (\text{力矩 } y) \tag{3-8d}$$

为近似表达式（3-8）所表示的系统，须定义合成内部载荷的表达式，正如未知挠度量的定义一样，通过横截面表面的集成应力可以获得内部载荷。相应地，应力与应变有关，从而根据胡克定律，应力也与弹性变形有关。

根据格林定律（Crisfield，1998），应变张量 ε 由下式确定：

$$\mathrm{d}\boldsymbol{r}^{\mathrm{T}} \cdot \mathrm{d}\boldsymbol{r} - \mathrm{d}\boldsymbol{r}_0^{\mathrm{T}} \cdot \mathrm{d}\boldsymbol{r}_0 = 2 \cdot [\mathrm{d}\xi \quad \mathrm{d}\eta \quad \mathrm{d}\zeta] \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_{\xi\xi} & \varepsilon_{\xi\eta} & \varepsilon_{\xi\zeta} \\ \varepsilon_{\eta\xi} & \varepsilon_{\eta\eta} & \varepsilon_{\eta\zeta} \\ \varepsilon_{\zeta\xi} & \varepsilon_{\zeta\eta} & \varepsilon_{\zeta\zeta} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathrm{d}\xi \\ \mathrm{d}\eta \\ \mathrm{d}\zeta \end{bmatrix} \tag{3-9}$$

此外，基于均匀和各向同性材料的假设，胡克定律可表示为如下形式：

$$\begin{bmatrix} \sigma_{\eta\eta} \\ \sigma_{\eta\xi} \\ \sigma_{\eta\zeta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E & 0 & 0 \\ 0 & G & 0 \\ 0 & 0 & G \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_{\eta\eta} \\ \varepsilon_{\eta\xi} \\ \varepsilon_{\eta\zeta} \end{bmatrix} \tag{3-10}$$

由式（3-9）得出应变位移表达式。保留到二阶项，可得到以下关系式：

$$\varepsilon_{\eta\eta}=v'+\underline{\frac{u'^2}{2}+\frac{w'^2}{2}}+\underline{(\xi^2+\zeta^2)\cdot\left(\theta_t'\theta'\frac{\theta'^2}{2}\right)}$$

$$-u''\cdot(\xi\cdot\cos(\theta_t+\underline{\hat{\theta}})+\zeta\cdot\sin(\theta_t+\underline{\hat{\theta}}))+w''\cdot(\xi\cdot\sin(\theta_t+\underline{\hat{\theta}})-\zeta\cdot\cos(\theta_t+\underline{\hat{\theta}}))$$

(3-11a)

$$\varepsilon_{\eta\xi}=\frac{1}{2}\zeta\cdot\theta' \qquad (3\text{-}11b)$$

$$\varepsilon_{\eta\zeta}=\frac{1}{2}\xi\cdot\theta' \qquad (3\text{-}11c)$$

相应地，式（3-10）和式（3-11）给出了应力挠度关系式。

通过合成横截面上的正常应力和剪切力，关于局部形变坐标系统的合成载荷可由下式得出（同样也为二阶精度）：

轴向力 F

$$F_{\eta\zeta}=\int_A\sigma_{\eta\eta}\mathrm{d}A=EA\left(v'+\underline{\frac{u'}{2}+\frac{w'}{2}}\right)+\underline{EI_t\cdot\left(\theta_t'\theta'+\frac{\theta'^2}{2}\right)}$$

$$-u''\cdot(EA_\zeta\cdot\cos(\theta_t+\underline{\hat{\theta}})+EA_\xi\cdot\sin(\theta_t+\underline{\hat{\theta}}))+w''\cdot \qquad (3\text{-}12a)$$

$$(\mathrm{EA}_\zeta\cdot sin(\theta_t+\underline{\hat{\theta}})+\mathrm{EA}_\xi\cdot cos(\theta_t+\underline{\hat{\theta}})$$

弯曲力矩 ξ

$$M_\xi=-\int_A\zeta\cdot\sigma_{\eta\eta}\mathrm{d}A=EI_{\xi\xi}\cdot(\sin(\theta_t+\underline{\hat{\theta}})\cdot u''+\cos(\theta_t+\underline{\hat{\theta}})\cdot w'')$$

$$-EA_\xi\left(v'+\underline{\frac{u'^2}{2}+\frac{w'^2}{2}}\right)+\underline{EI_{t\xi}\cdot\left(\theta_t'\theta'+\frac{\theta'^2}{2}\right)} \qquad (3\text{-}12b)$$

弯曲力矩 ζ

$$M_\zeta=-\int_A\xi\cdot\sigma_{\eta\eta}\mathrm{d}A=EI_{\zeta\zeta}\cdot(\sin(\theta_t+\underline{\hat{\theta}})\cdot u''+\cos(\theta_t+\underline{\hat{\theta}})\cdot w'')$$

$$+EA_\zeta\left(v'+\underline{\frac{u'^2}{2}+\frac{w'^2}{2}}\right)+\underline{EI_{t\zeta}\cdot\left(\theta_t'\theta'+\frac{\theta'^2}{2}\right)} \qquad (3\text{-}12c)$$

扭转力矩 η

$$M_\eta=-\int_A(\zeta\cdot\sigma_{\eta\xi}-\xi\cdot\sigma_{\eta\zeta})\mathrm{d}A+(\theta_t+\hat{\theta})\cdot\int_A(\xi^2+\zeta^2)\sigma_{\eta\eta}\cdot\mathrm{d}A$$

$$=GI_t\cdot\theta'+\underline{EI_t\cdot(\theta_t'+\theta')\cdot\left(v'+\frac{u'^2}{2}+\frac{w'^2}{2}\right)}+\underline{EI_{t2}\cdot\theta_t'^2\cdot\theta'}$$

$$\underline{-((EI_{t\xi}\cdot\cos(\theta_t+\hat{\theta})+EI_{t\xi}\cdot\sin(\theta_t+\hat{\theta}))\cdot u''}$$

$$\underline{+(EI_{t\xi}\cdot\cos(\theta_t+\hat{\theta})-EI_{t\zeta}\cdot\sin(\theta_t+\hat{\theta}))\cdot w'')\cdot(\theta_t'+\theta')} \qquad (3\text{-}12d)$$

派生式（3-12）中，假定局部轴 ξ 和 ζ 与横截面主轴重合，则式（3-12）包含的梁的结构属性定义如下：

$$EA = \int_A E \cdot \mathrm{d}A, EA_\xi = \int_A E \cdot \zeta \mathrm{d}A, EA_\zeta = \int_A E \cdot \xi \mathrm{d}A, EI_{\xi\xi} = \int_A E \cdot \zeta^2 \mathrm{d}A, EI_{\zeta\zeta} = \int_A E \cdot \xi^2 \mathrm{d}A$$

$$GI_\mathrm{t} = \int_A G \cdot (\xi^2 + \zeta^2)\mathrm{d}A, EI_\mathrm{t} = \int_A E \cdot (\xi^2 + \zeta^2)\mathrm{d}A, EI_{\mathrm{t}2} = \int_A E \cdot (\xi^2 + \zeta^2)^2 \mathrm{d}A$$

$$EI_{\mathrm{t}\xi} = \int_A E \cdot \zeta \cdot (\xi^2 + \zeta^2)\mathrm{d}A, EI_{\mathrm{t}\zeta} = \int_A E \cdot \xi \cdot (\xi^2 + \zeta^2)\mathrm{d}A$$

式（3-11）和式（3-12）中，下划线部分是非线性二阶项。略去这些项，可得到标准一阶线性表达式。

局部形变系统 $O_1\xi\eta\zeta$ 描述了式（3-12）的反载荷（力和转矩）。因此，在代换到式（3-8）中之前，先要转换到 $Oxyz$ 坐标，可由式（3-2）给出的旋转矩阵 $\boldsymbol{E}$ 实现。按照这种方式，可导出二阶梁方程的最终系统：

力 x

$$\begin{aligned}
& p_x^\mathrm{i} + (q_z^\mathrm{i})' - p_x^\mathrm{e} - (q_z^\mathrm{e})' = (M_\zeta \cdot \cos(\theta_\mathrm{t} + \hat{\theta}) - M_\xi \sin(\theta_\mathrm{t} + \hat{\theta}))'' + (F_\eta u')' \\
& = ((EA_\zeta \cdot \cos(\theta_\mathrm{t} + \underline{\theta}) + EA_\xi \cdot \sin(\theta_\mathrm{t} + \underline{\theta})) \cdot \left(v' + \underline{\frac{u'^2}{2} + \frac{w'^2}{2}}\right) \\
& \quad - (EI_{\zeta\zeta} \cdot \cos^2(\theta_\mathrm{t} + \underline{\theta}) + EI_{\xi\xi} \cdot \sin^2(\theta_\mathrm{t} + \underline{\theta})) \cdot u'' \\
& \quad - \frac{1}{2}(EI_{\xi\xi} - EI_{\zeta\zeta}) \cdot \sin(2 \cdot (\theta_\mathrm{t} + \underline{\theta})) \cdot w'' \\
& \quad + \underline{(EI_{\mathrm{t}\zeta} \cdot \cos(\theta_\mathrm{t} + \hat{\theta}) + EI_{\mathrm{t}\xi} \cdot \sin(\theta_\mathrm{t} + \underline{\theta})) \cdot \theta_\mathrm{t}\theta')''} + (F_\eta u')'
\end{aligned} \tag{3-13a}$$

力 y

$$\begin{aligned}
p_y^\mathrm{i} - P_y^\mathrm{e} & = F'_\eta \\
& = \Bigg(EA\left(v' + \underline{\underline{\frac{u'^2}{2} + \frac{w'^2}{2}}}\right) + \underline{\underline{EI_\mathrm{t} \cdot \left(\theta'_\mathrm{t}\theta' + \frac{\theta'^2}{2}\right)}} \\
& \quad - u''(EA_\zeta \cdot \cos(\theta_\mathrm{t} + \hat{\theta}) + EA_\xi \cdot \sin(\theta_\mathrm{t} + \underline{\theta})) \\
& \quad + w'' \cdot (EA_\zeta \cdot \sin(\theta_\mathrm{t} + \underline{\theta}) - EA_\xi \cdot \cos(\theta_\mathrm{t} + \underline{\theta}))'\Bigg)
\end{aligned} \tag{3-13b}$$

力 z

$$\begin{aligned}
& p_z^\mathrm{i} - (q_x^\mathrm{i})' - p_z^\mathrm{e} + (q_z^\mathrm{e})' = -(M_\xi \cdot \cos(\theta_\mathrm{t} + \hat{\theta}) + M_\zeta \sin(\theta_\mathrm{t} + \hat{\theta}))'' + (F_\eta w')' \\
& = ((EA_\xi \cdot \cos(\theta_\mathrm{t} + \underline{\theta}) + EA_\zeta \cdot \sin(\theta_\mathrm{t} + \underline{\theta}))\left(v' + \underline{\frac{u'^2}{2} + \frac{w'^2}{2}}\right) \\
& \quad - \frac{1}{2}(EI_{\xi\xi} - EI_{\zeta\zeta}) \cdot \sin(2 \cdot (\theta_\mathrm{t} + \underline{\theta})) \cdot u'' - (EI_{\zeta\zeta} \cdot \cos^2(\theta_\mathrm{t} + \underline{\theta}) + EI_{\zeta\zeta} \cdot \sin^2(\theta_\mathrm{t} + \underline{\theta})) \cdot w'' \\
& \quad + \underline{(EI_{\mathrm{t}\xi} \cdot \cos(\theta_\mathrm{t} + \hat{\theta}) + EI_{\mathrm{t}\zeta} \cdot \sin(\theta_\mathrm{t} + \hat{\theta})) \cdot \theta_\mathrm{t}\theta')''} + (F_\eta w')'
\end{aligned} \tag{3-13c}$$

力矩 y

$$
\begin{aligned}
& q_y^{\mathrm{i}} + q_x^{\mathrm{i}} u' + q_z^{\mathrm{i}} w' - q_y^{\mathrm{e}} + q_x^{\mathrm{e}} u' + q_z^{\mathrm{e}} w' = M_\eta' - M_\xi(\cos(\theta_{\mathrm{t}} + \hat{\theta}) \cdot u'' \\
& \quad - \sin(\theta_{\mathrm{t}} + \hat{\theta}) \cdot w'') - M_\zeta(\sin(\theta_{\mathrm{t}} + \hat{\theta}) \cdot u'' - \cos(\theta_{\mathrm{t}} + \hat{\theta}) \cdot w'') \\
= & \Big(GI_{\mathrm{t}} \cdot \theta' + \underline{\underline{EI_{\mathrm{t}} \cdot (\theta_{\mathrm{t}} + \hat{\theta}) \cdot \left(v' + \frac{u'^2}{2} + \frac{w'^2}{2} \right)}} + \underline{EI_{\mathrm{t}2} \cdot \theta_{\mathrm{t}}'^2 \cdot \theta'} \\
& - \underline{((EI_{\mathrm{t}\zeta} \cdot \cos(\theta_{\mathrm{t}} + \hat{\theta}) + EI_{\mathrm{t}\xi} \cdot \sin(\theta_{\mathrm{t}} + \hat{\theta})) \cdot u''} \\
& + \underline{(EI_{\mathrm{t}\xi} \cdot \cos(\theta_{\mathrm{t}} + \hat{\theta}) - EI_{\mathrm{t}\zeta} \cdot \sin(\theta_{\mathrm{t}} + \hat{\theta})) \cdot w'') \cdot (\theta_{\mathrm{t}}' + \theta')} \Big)' \\
& + \underline{(EA_\xi \cdot \cos(\theta_{\mathrm{t}} + \hat{\theta}) - EA_\xi \cdot \sin(\theta_{\mathrm{t}} + \hat{\theta})) \cdot \left(v' + \frac{u'^2}{2} + \frac{w'^2}{2} \right) \cdot u''} \\
& - \underline{(EA_\zeta \cdot \cos(\theta_{\mathrm{t}} + \hat{\theta}) + EA_\xi \cdot \sin(\theta_{\mathrm{t}} + \hat{\theta})) \cdot \left(v' + \frac{u'^2}{2} + \frac{w'^2}{2} \right) \cdot w''} \\
& - \underline{\underline{\frac{1}{2}(EI_{\xi\xi} - EI_{\zeta\zeta}) \cdot \sin(2 \cdot (\theta_{\mathrm{t}} + \hat{\theta})) \cdot (u''^2 - w''^2)}} \\
& - \underline{\underline{(EI_{\xi\xi} - EI_{\zeta\zeta}) \cdot \cos(2 \cdot (\theta_{\mathrm{t}} + \hat{\theta})) \cdot u'' \cdot w''}}
\end{aligned}
\tag{3-13d}
$$

式（3-13）左边表示惯性载荷和外部载荷，而右边表示结构内部载荷，从而与梁的刚性有关。如应变位移和内部载荷位移表达式，在高阶非线性部分标示了下划线。力 x 和力 z 式中的项（$F_\eta \cdot u'$）$'$和（$F_\eta \cdot w'$）$'$尽管是非线性的，也可以看作一阶项。这是因为项（$F_\eta \cdot u'$）$'$和（$F_\eta \cdot w'$）$'$起主要作用，尤其是集肤效应的影响及旋转梁轴向载荷增加的情况下。随着转速增加，这两项使梁得到虚增强。不同的二阶结构项中，随着梁结构更具柔性，出现在式（3-13）中并以双下划线标示那些部分，为根据经验值预期发挥主要作用的部分。式（3-13b）中的第二个双下划线项和式（3-13d）中的第一个双下划线项对应于梁扭转与梁张力的耦合。正如式（3-11a）所示，梁的扭转产生轴向应力（或张力）$\varepsilon_{\eta\eta}$和压力 $\sigma_{\eta\eta}$，反之亦然［见式（3-12d）］，并且轴向压力产生了弯曲力矩 M_η。式（3-13d）中的后四项是关于弯曲-扭转耦合项。随着叶片弯曲位移的增加，局部弯曲力矩 M_ξ和 M_ζ产生了未形变叶片 y 轴方向的扭转力矩，如图 3-4 所示。弯曲力矩的大小主要取决于曲率 u''和 w''，也取决于横截面张力轴与弹性轴的偏置。

以上提到的非线性结构耦合项仅当梁产生大挠度时起重要作用。对于传统兆瓦级风力机叶片来讲，经典的一阶线性梁理论能很好地预测实际情况，这是因为当前风力机设计相对较为刚性，因此非线性梁模型预期上不会显著地改变预测的效果。尽管如此，随着风力机容量的增加和叶片变得更具弹性，采用这种结构模型进行分析成为了必然（Riziotis 等，2008）。

3.2 节得出的推论是基于牛顿第二定律的应用（经典方法）。鉴于用公式表述动力方程更加符合系统化及一般化的体系，Hamilton 原理也得到了应用（Hodges，1990）。然而，选择前者是因为对于不熟悉结构动力学基本概念的读者来讲，牛顿

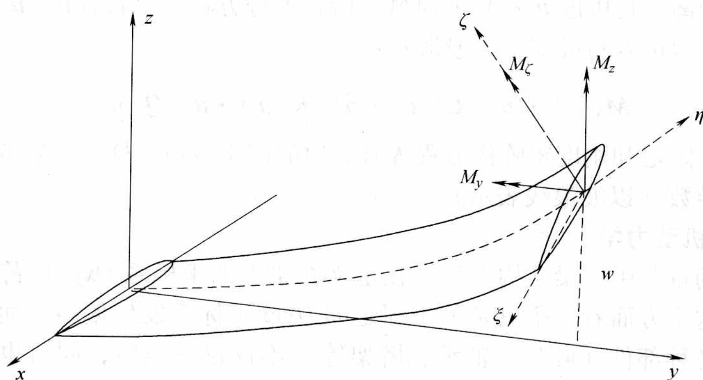


图 3-4　大幅挥舞形变情况下弯曲扭转耦合效应的说明

第二定律更容易说明和理解。上述非线性梁模型是已经被开发利用的几种复杂模型中的特例。例如，应用 Timoshenko 理论（Crifield，1998）引入反向剪切效应或者通过改进胡克定律［式（3-10）］引入横截面的各向异性，能够合并对角元素（Hodges 和 Yu，2007）。当前的模型甚至能够很容易地模拟由于扭转变形（扭曲效应）引起的横截面可能的翼型畸变（Hodges 和 Dowell，1974）。

3. 有限元离散

梁方程在空间上关于弯曲度是四阶方程，关于张力和扭转是二阶方程。因此，对于这些方程可用有限元（FE）近似，形状函数 C^1 用来表示 u 和 w，形状函数 C^0 用来表示 v 和 θ。当用一阶多项式近似表示 v 和 θ，且在有限元的末端节点上再次考虑自由度时，在微元量级上，可用三阶多项式近似表示 u 和 w，并且用离散自由度表示末端节点的值与空间导数。二阶梁理论的应用中，v 和 θ 可用高阶多项式表示，同时需要增加中间节点。因此，有限元“e”中：

$$\boldsymbol{u}_e(y;t)=\boldsymbol{N}^e(y)\cdot\hat{\boldsymbol{u}}_e(t) \tag{3-14}$$

式中，$\boldsymbol{u}_e(y;\ t)=[u,\ v,\ w,\ \theta]^T$是元之间独立挠度矢量；$\boldsymbol{N}^e(y)$ 表示形状函数矩阵；$\hat{\boldsymbol{u}}_e(t)$ 表示元节点自由度矢量（Bathe，1996；Crisfield，1998）。应用 Galerkin 法，可以得到式（3-13）的离散形式。包含四个差分方程的方程组象征性地表示为$f(\boldsymbol{u},\ \dot{\boldsymbol{u}},\ \ddot{\boldsymbol{u}})=0$。对任意可允许的虚位移场 $\delta\boldsymbol{u}=[\delta u,\ \delta v,\ \delta w,\ \delta\theta]^T$，要求：

$$\int_0^L \delta\boldsymbol{u}^T\cdot f(\boldsymbol{u},\dot{\boldsymbol{u}},\ddot{\boldsymbol{u}})\cdot dy=\sum_e\int_0^{L_e}\delta\boldsymbol{u}_e^T\cdot f(\boldsymbol{u}_e,\dot{\boldsymbol{u}}_e,\ddot{\boldsymbol{u}}_e)\cdot dy=0 \tag{3-15}$$

假定 $\delta\boldsymbol{u}_e(y;\ t)=\delta\hat{\boldsymbol{u}}_e^T(t)\cdot\boldsymbol{N}^e(y)$，可得出：

$$\sum_e\int_0^{L_e}\boldsymbol{N}^{eT}\cdot f(\boldsymbol{N}^e\hat{\boldsymbol{u}}_e,\boldsymbol{N}^e\dot{\hat{\boldsymbol{u}}}_e,\boldsymbol{N}^e\ddot{\hat{\boldsymbol{u}}}_e)\cdot dy=0 \tag{3-16}$$

该方程是关于离散自由度 $\hat{u}_e(t)$ 的时域二阶常差分方程。尽管 $f(u, \dot{u}, \ddot{u})=0$ 包含非线性项，但可以写成如下一般形式：

$$M(\underset{\sim}{\hat{u}}) \cdot \ddot{\hat{u}} + C(\underset{\sim}{\hat{u}}) \cdot \dot{\hat{u}} + K(\underset{\sim}{\hat{u}}) \cdot \hat{u} = Q(\underset{\sim}{\hat{u}}) \tag{3-17}$$

式中，质量、阻尼和刚度矩阵像方程等号右边的广义载荷一样，一般取决于位移场和它的时间导数（以波浪线表示）。

3.2.2　风力机动力学

在前面的章节中，梁结构方程是在定义在梁上的坐标系 $Oxyz$ 中静止的情况下导出的。从这个方面看，梁只是关于固定的 $Oxyz$ 坐标系发生偏转，而在风力机应用情况中，各种部件（叶片、轴承、塔架等）不仅仅只偏转，同时也遭受它们自身的刚体运动（如叶片旋转且自身的变桨距运动）。同时由于它们连接着其他部件，也会随着这些部件运动（刚体或弹性运动）。

由于部件与部件之间存在中心连接点，每个部件会有不同的运动（刚体或弹性运动），由此从一个部件到另一个部件的载荷和位移可以被传递，这就需要从动力学方面全局考虑问题。针对这一点，大多数的著作采用了叫做“多体”的方法进行研究（Riziotis 和 Voutsinas，1997；Larsen，Hansen 等，2004a），这种方法分别考虑各个部件，但受限于特定自由体边界运动，并且（或者）适合于不同部件到完整配置的载荷条件。在“多体”方法范畴内，一个部件 k 被定位于一个像在 3.2.1 节中定义的局部坐标系 $Oxyz$ 中。式（3-1）决定了部件关于其自身坐标系的弹性运动，其他所有的运动均可通过合适的运动学条件联系起来。按照这个思路，关于惯性坐标系 $O_G x_G y_G z_G$ 的部件 k 上的一点的位置矢量 r_{Gk} 可由下式确定（见图 3-5）：

$$r_{Gk} = \rho_k + A_k \cdot r_k \tag{3-18}$$

式中，ρ_k 是关于固定坐标系 $Oxyz$ 的原点的位置矢量，A_k 是局部坐标系到全局坐标系的旋转变换矩阵。确定 ρ_k 和 A_k 的准确的形式不仅取决于部件连接到整体配置的运动学条件（叶片到轮毂或者轴到塔架顶部），而且也取决于其自身运动的类型（叶片的变桨距运动，轴的旋转运动）。对每个“体”而言，介绍了多个运动节点自由度（包括转换和旋转），这个决定了 ρ_k 和 A_k。通过 q_k 可以表示运动节点自由度集合，即 $\rho_k = \rho_k(q_k;\ t)$ 和 $A_k = A_k(q_k;\ t)$。特别地，位置矢量 q_k 不仅包含大型刚体旋转和转换（受控或自由运动），而且也包含附着在部件 k 上“体”的结构形变（位移和旋转）。例如，叶片随着塔架运动，因此，如图 3-6a 所阐明的一样，对于叶片而言，矢量 q 包含了塔架顶部的形变。此外，矢量 q 也包含了机舱偏航、主轴旋转和变桨距运动，这些不仅是受控的自由度运动，而且也是风力机的基础的运动（对于漂浮的风力机而言）和两个自由度的跷跷板旋转自由运动（对于两叶片风力机而言）（见图 3-6b）。从以上讨论可以看出，ρ_k 被定义为一系列基本转换和旋转运动，而 A_k 仅被定义为一系列基本旋转运动，为了建立“体”之间的联系，

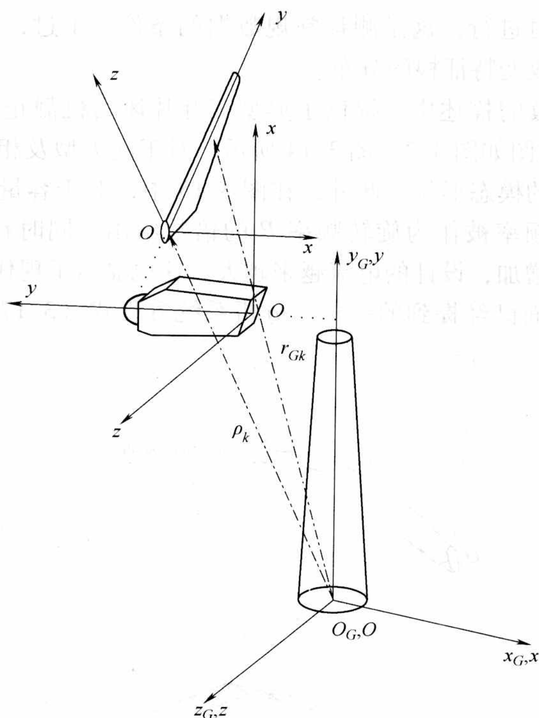


图 3-5 风力机惯性系统和局部部件系统

应该注意除了运动学条件之外，还应该满足载荷条件。因此受内部载荷作用在“体”上的响应是清晰的。因而在之前的例子中，机舱的载荷会作用于塔架上。

全局加速作用下，关于局部系统的第 k 个“体”的表达式如下式所示：

$$\boldsymbol{A}_k^{\mathrm{T}}\cdot\ddot{\boldsymbol{r}}_{Gk}=\underbrace{\boldsymbol{A}_k^{\mathrm{T}}\cdot\ddot{\boldsymbol{\rho}}_{Gk}}_{\text{原点加速度}}+\underbrace{\boldsymbol{A}_k^{\mathrm{T}}\cdot\ddot{\boldsymbol{A}}_k\cdot\boldsymbol{r}_k}_{\text{离心加速度}}+\underbrace{2\cdot\boldsymbol{A}_k^{\mathrm{T}}\cdot\dot{\boldsymbol{A}}_k\cdot\dot{\boldsymbol{r}}_k}_{\text{Coriolis加速度}}+\ddot{\boldsymbol{r}}_k \tag{3-19}$$

把式（3-19）代入式（3-3）和式（3-4）中，惯性载荷的离心和科里奥利（Coriolis）项将出现在 $\boldsymbol{A}_k$ 的时域微分结果中。合并所有部件的方程，可以得到形如式（3-17）的动力学方程的完整系统，该方程关于自由度的扩展矢量而建立，同时也包含矢量 $\boldsymbol{q}$ 自由度。

风力机系统的模型分析

通过确定主系统固有频率，可以得到风力机系统的结构特性。分析完整配置的风力机动力学方程式（3-17），可以得出系统固有频率 ω_i 和振型（模态振型）$\boldsymbol{\Phi}_i$，解下述特征根方程可以得到：

$$(\boldsymbol{K}-\omega_i^2\boldsymbol{M})\cdot\boldsymbol{\Phi}_i=0 \tag{3-20}$$

显然，独立部件（单独考虑）的固有频率与连接到整体系统的部件的固有频率不同，这是因为部件的内部连接动力学耦合所致。需要注意的是，系统固有频率

的确定应该在停机时进行，这是测量常规数据的条件。不过，当旋转速度相当慢时，不会大幅度地改变特征根的分布。

在第一部分后续的描述中，提供了典型三叶片风力机静止系统的模态（最低八个）。相关模态的图如图3-7～图3-14所示。对于同类型及相同设计理念的风力机期望其具有相似的模态形状。此外，在图3-15中，对于容量逐步增加的4种风力机，这些模态的频率被作为旋转频率 P 的倍数给出。同时在图中也可以看到，随着风力机容量的增加，设计的电流越来越大，这也显示了现代风力机的设计和发展的趋势。就像前面已经提到的一样，分析系统方程式（3-17）的特征根得到的

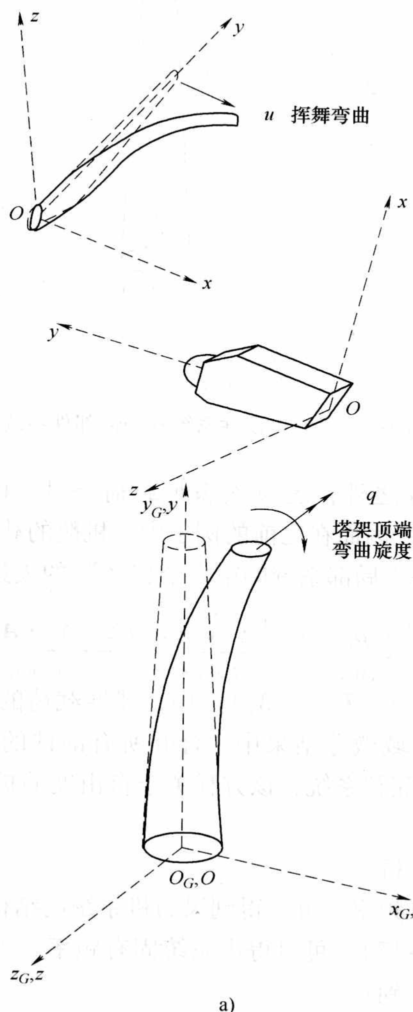


图3-6　多体运动学模型的理想化

a）对应于弹性形变的自由度

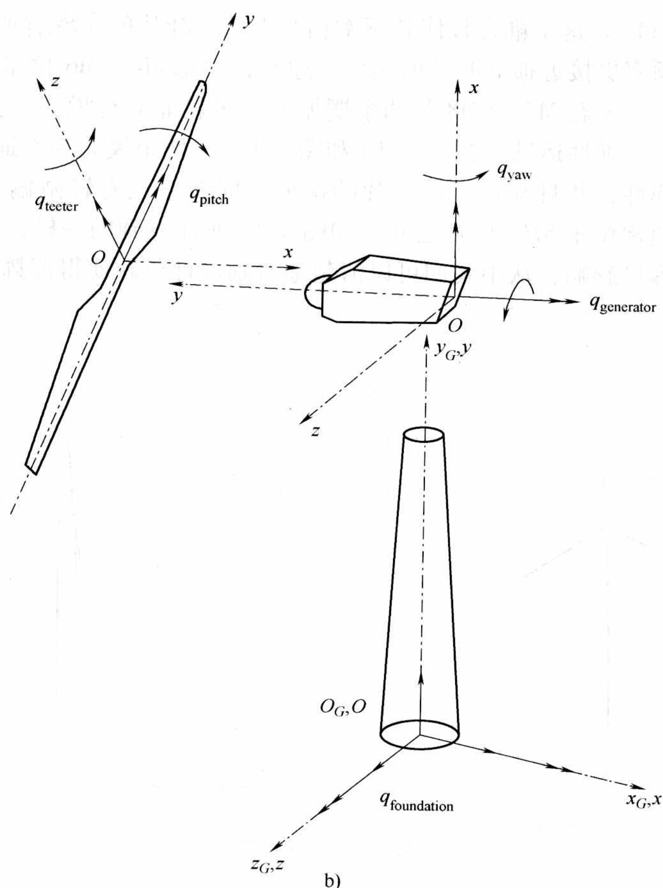


图 3-6　多体运动学模型的理想化（续）

b）对应于刚体受控或自由运动的自由度

模态是耦合的，并且需要考虑风力机整体而不仅是独立部件。尽管如此，为了区分它们，按部件和挠度方向命名，这样每次都会得到较为满意的结果。

模态 M1 和 M2 是塔架在横向和纵向两个弯曲方向上最初的两个模态，分别如图 3-7 和图 3-8 所示，归因于塔架在两个弯曲方向上的对称性，这两个模态的频率接近。微小偏差源于塔顶风轮的非对称位移，通常可以在 $1P$ 和 $2P$ 之间发现这些模态的频率。模态 M3 是风轮的第一阶对称摆振模态（见图 3-9）。该模态高度耦合了轴的扭转，这也导致了关于孤立叶片摆振模态频率显著减少，尽管在一些风力机中低于 M1 和 M2 的模态频率，但该模态的频率通常位于 $2P$ 和 $3P$ 之间。模态 M4、M5 和 M6 分别是两个非对称和对称挥舞方向风轮模态。在两种非对称模态中，向相反方向偏转，而在对称模态中，风轮按照统一方向运动（见图 3-10 ~ 图

3-12）。在两种非对称模态中，耦合分别发生在塔架的偏航和倾摆弹性运动中（见图 3-10 和图 3-11）。这个耦合致使其频率相对于孤立叶片的频率有所减少。相反，对称模态下的频率更接近孤立叶片的频率。通常，模态 M4 ~ M6 位于 $3P \sim 4P$ 的频率范围内。最后，模态 M7 和 M8 是两个摆振方向风轮非对称模态，耦合了塔架垂直和水平方向上的弹性运动（见图 3-13 和图 3-14）。两个模态频率通常略有不同，取决于塔架的弹性，并且与孤立的叶片的摆振方向频率也有轻微偏差。M7 和 M8 两个模态频率通常位于 $5P$ 和 $7P$ 之间。如图 3-15 所注意到的一样，两个摆振模态主要受风力机容量影响，从中我们可以清楚地看到设计革新使得挥舞和摆振模态更接近彼此。

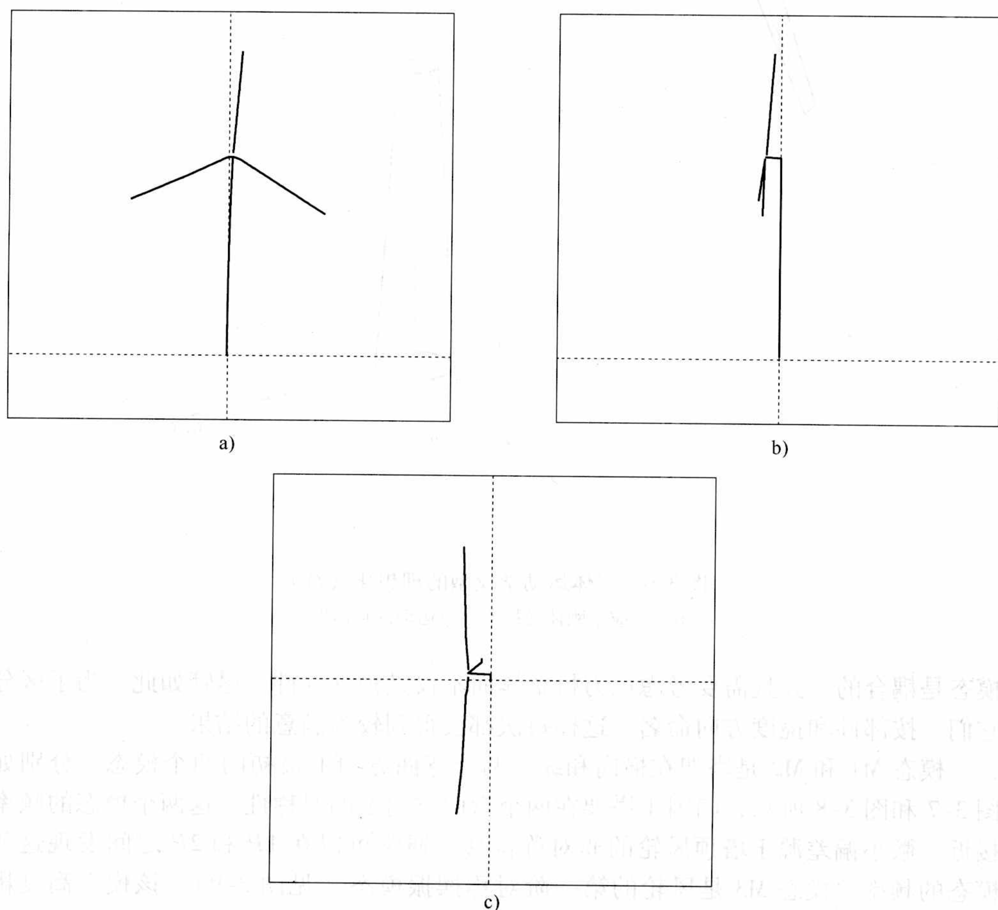
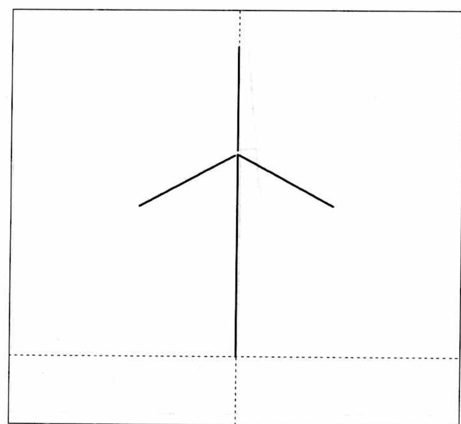
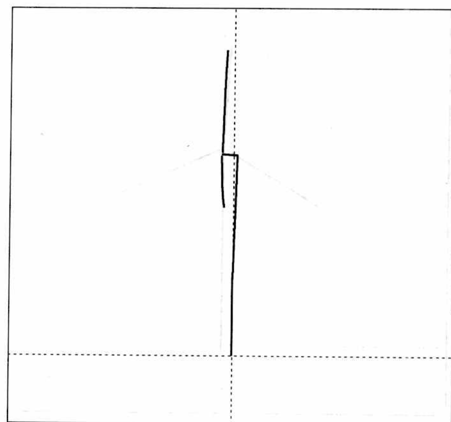


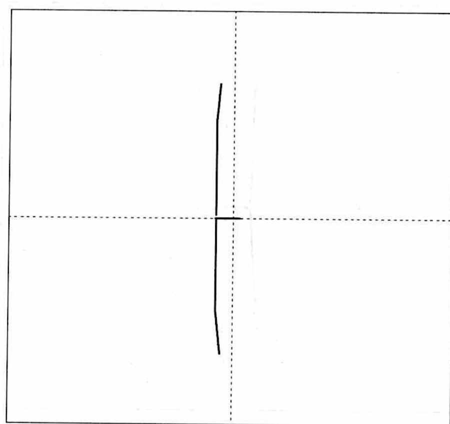
图 3-7　M1 第一阶塔架横向弯曲模态（后视、侧视、俯视）



a)



b)



c)

图 3-8　M2 第一阶塔架前后弯曲模态（后视、侧视、俯视）

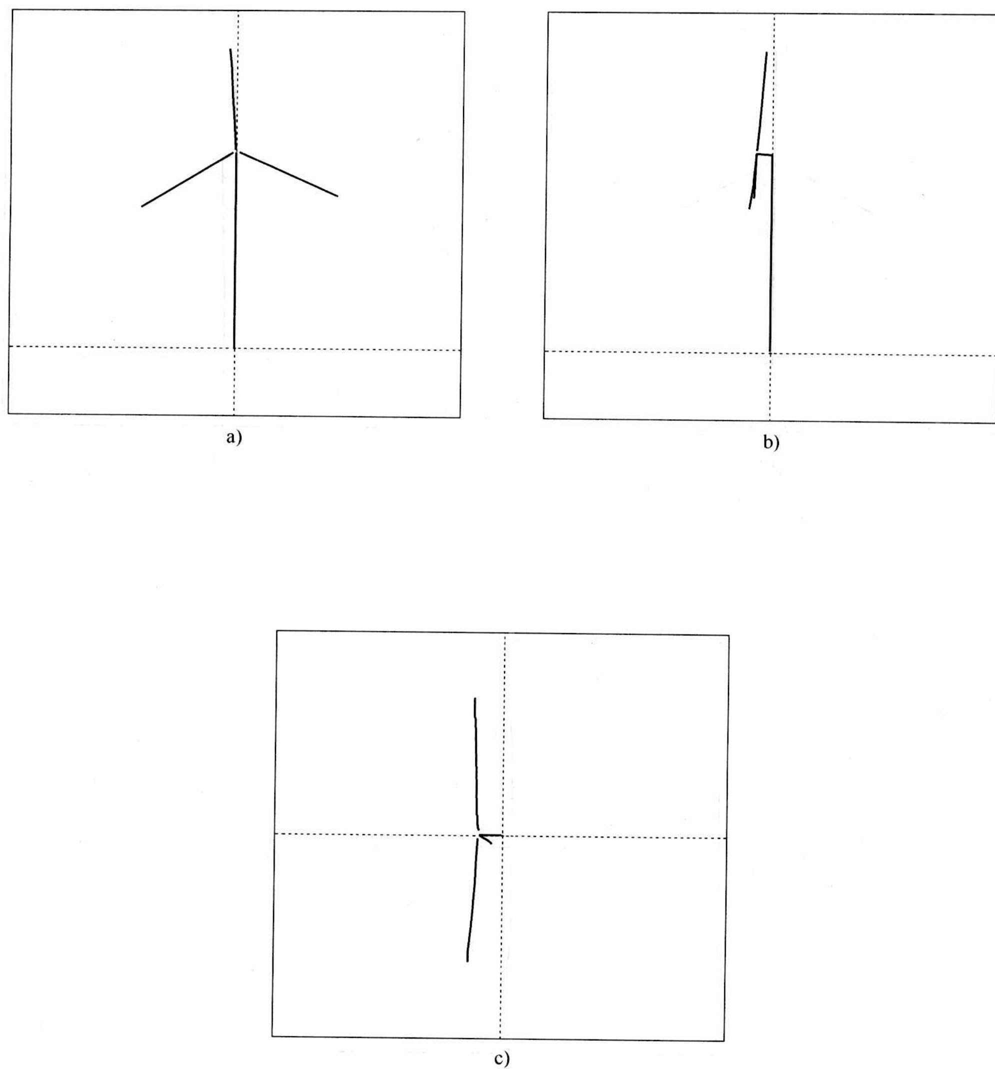


图 3-9　M3 第一阶对称（集中）摆振模态/轴扭转（后视、侧视、俯视）

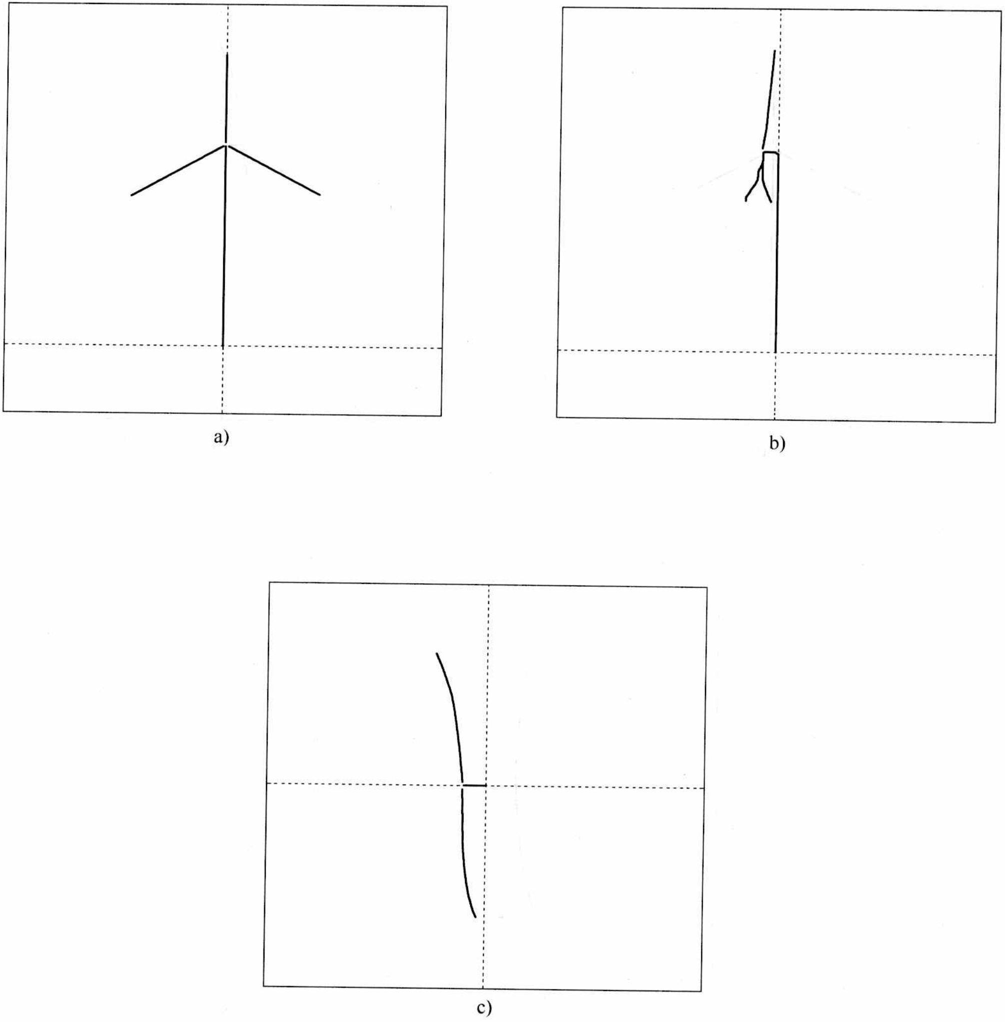


图 3-10　M4 第一阶非对称挥舞模态（偏航）（后视、侧视、俯视）

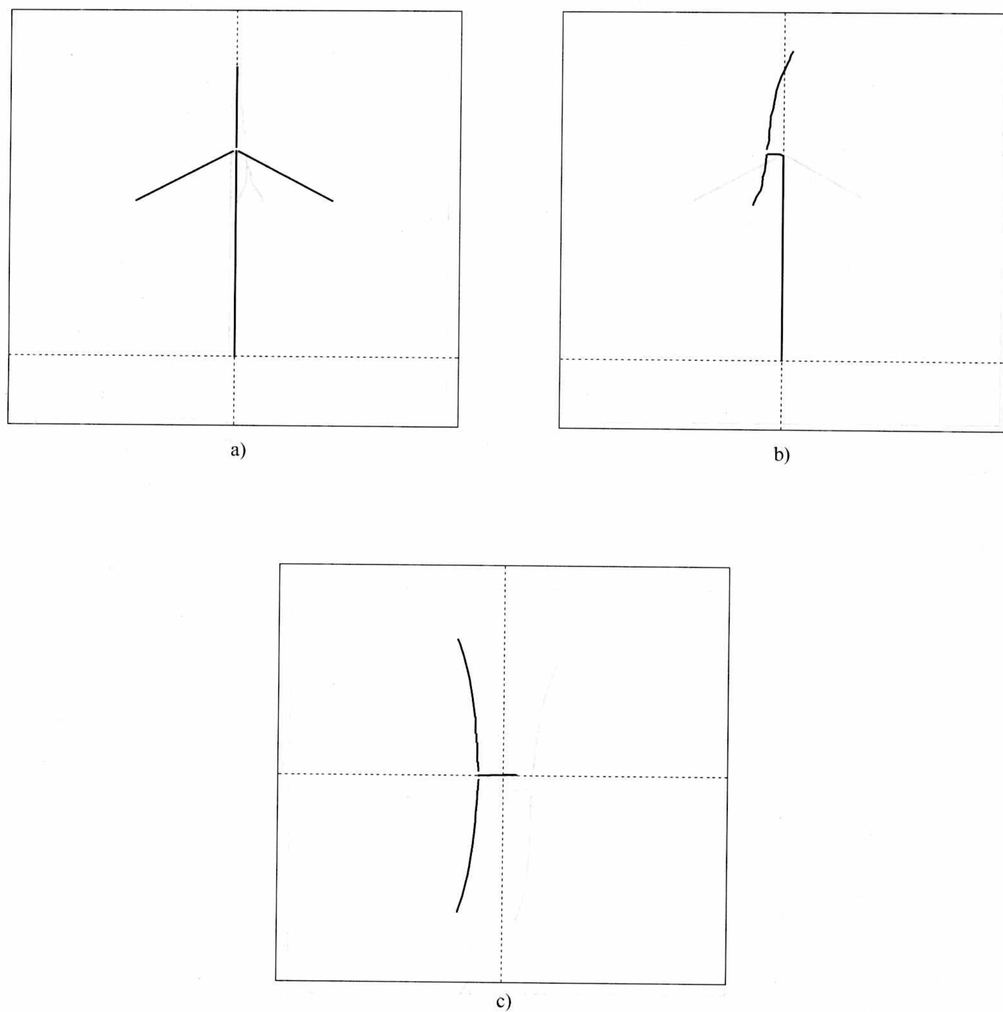


图 3-11 M5 第一阶非对称挥舞模态（倾斜）（后视、侧视、俯视）

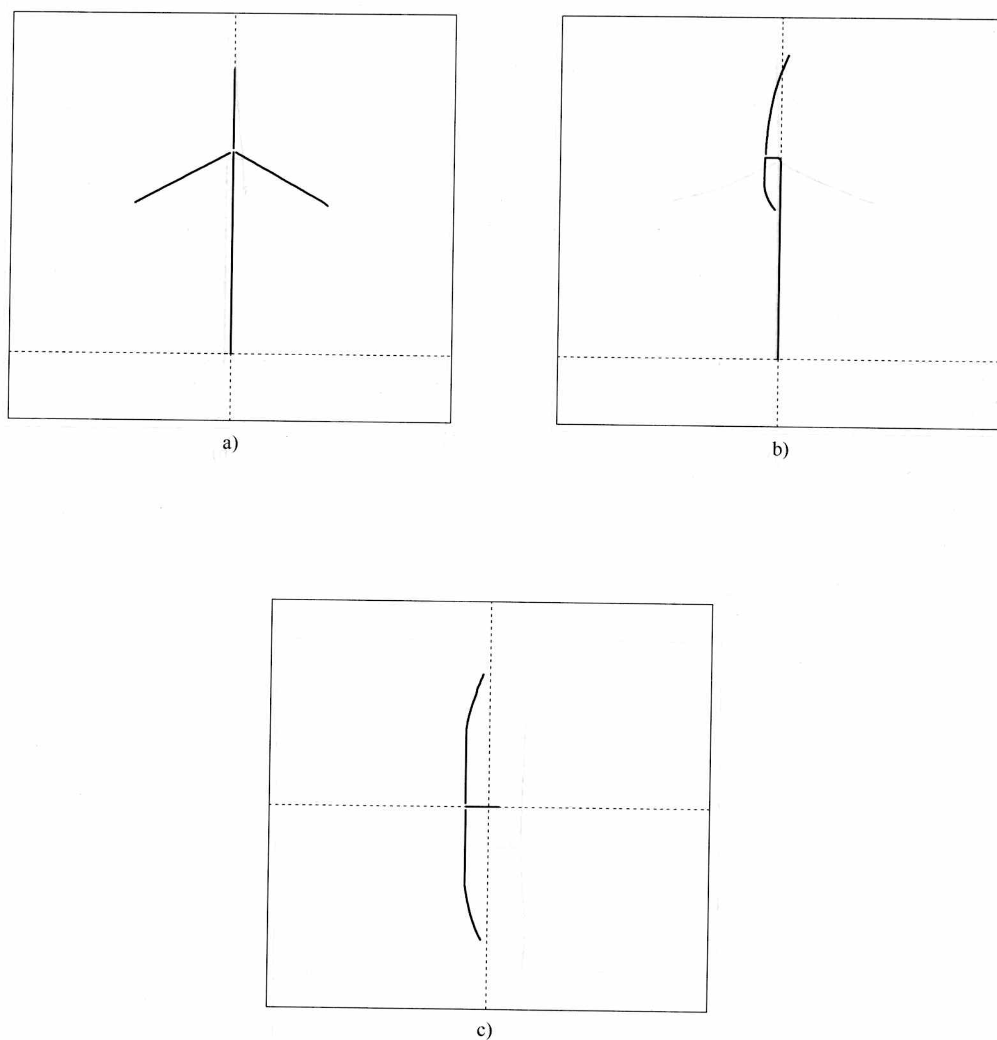


图 3-12　M6 第一阶对称（集中）挥舞模态（后视、侧视、俯视）

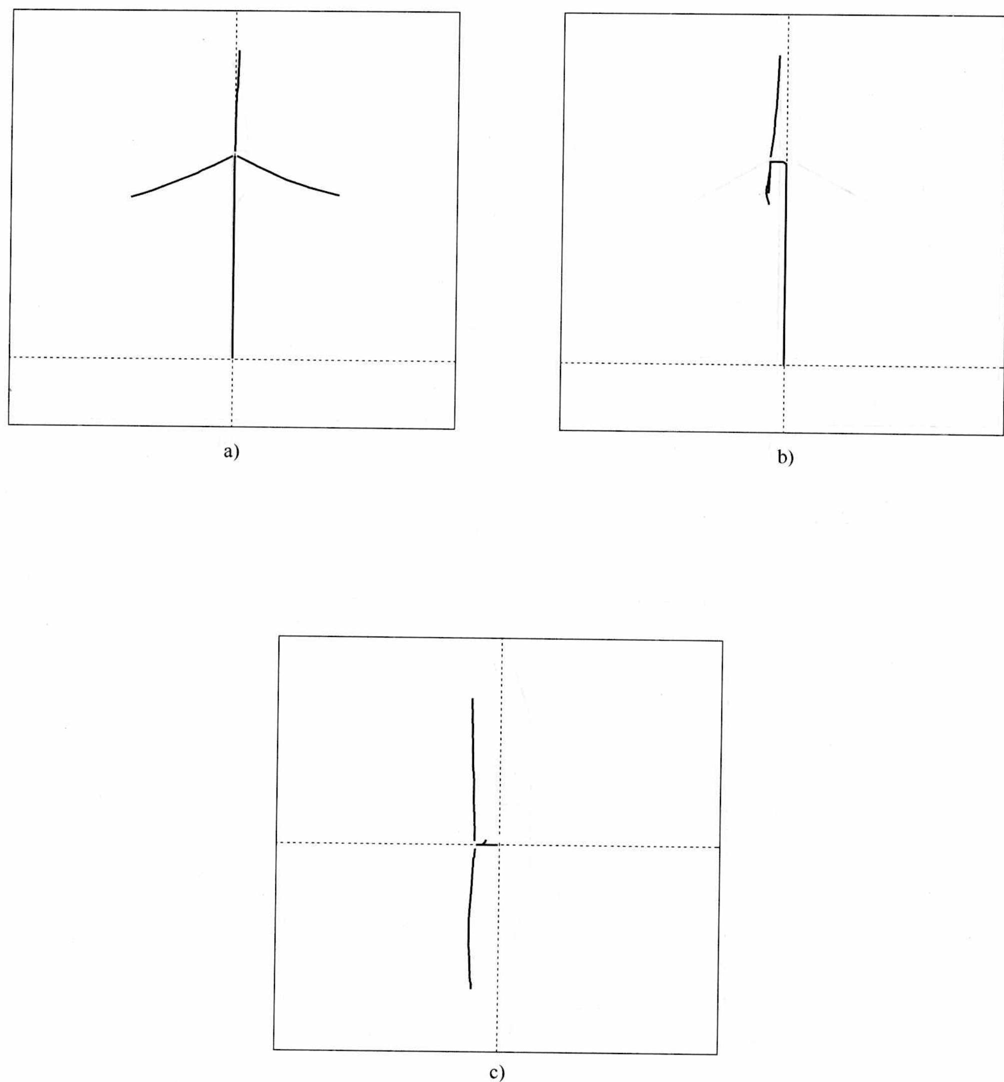


图 3-13　M7 第一阶非对称摆振模态（垂直）（后视、侧视、俯视）

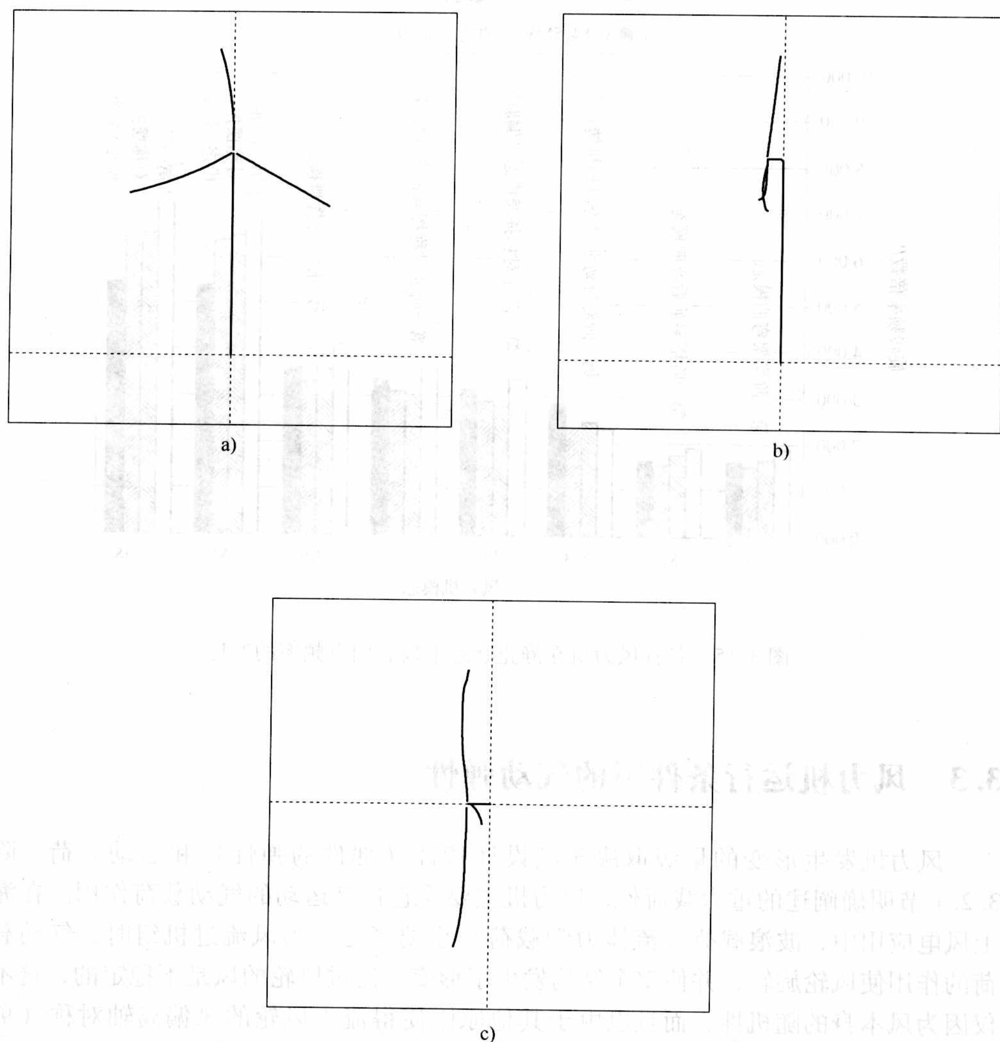


图 3-14　M8 第一阶非对称摆振模态（水平）（后视、侧视、俯视）

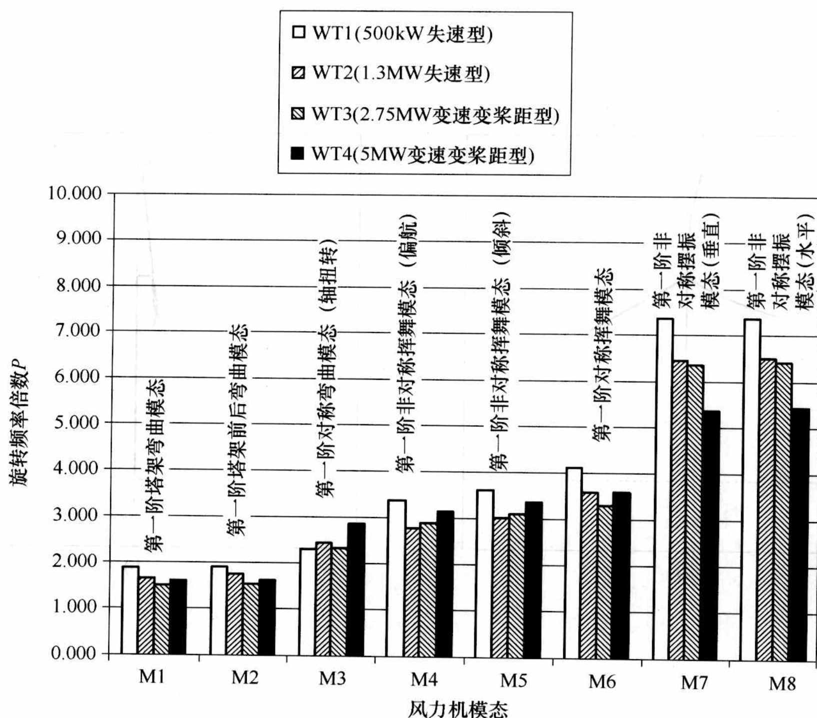


图 3-15　各种风力机在静止状态下模态固有频率的对比

3.3　风力机运行条件下的气动弹性

风力机发生形变的量级取决于其设计特性（部件的弹性）和运动载荷。除3.2.1节明确阐述的重力载荷外，风力机主要受它自身运动的气动载荷作用。在海上风电应用中，波浪载荷（流体力学载荷）也要考虑。当风流过机组时，气动载荷的作用使风轮旋转，并使整个结构发生了形变。流过风轮的风是不稳定的，这不仅因为风本身的随机性，而且也由于其他原因使得流入风轮的风偏离轴对称（剪切，偏航不准，等等）条件。此外，某些条件下，风的流动是高度非线性的，尤其地，不仅对失速型机组，包括额定运行条件下的变速变桨距型机组，失速的起效都是我们不得不去处理的一个困难，除因为迟滞现象引起的大幅振动之外，也导致负气动阻尼使得系统稳定性降低。至于流体力学载荷，它主要包含以下四个子分量：①辐射分量，相关于来自"体"辐射远离于自身（包括使质量增加和辐射阻尼增加）的波浪的风力机支撑结构载荷；②散射分量，相关于入射波引起的分量；③静水分量，相关于支撑结构受的浮力；④粘性阻力分量（Jonkman 和 Buhl，

2007)。上述描述的空气动力学和流体力学外部载荷的主要特性都依赖于风力机的形变量级(形变速度)。因此,在动力学方程式(3-13)中,当考虑空气动力学和流体力学载荷时,建立一个外部作用载荷和结构力学响应之间的非线性耦合就变得清晰了。

3.3.1 气动弹性耦合和非线性时域分析

在对叶片结构模型的梁方法的应用中,式(3-3)和式(3-4)中外部气动载荷 $\delta \boldsymbol{P}$ 表示叶片单位长度的气动载荷。按照分段无量纲气动属性给出了分段载荷,即抬升系数 C_L、拖拽系数 C_D 和力矩系数 C_M。如果考虑图 3-16 中叶片部分,在这段上的局部气动载荷表达式如下式所示:

图 3-16 叶片部分的基本表示

$$\delta P_x = -\delta L\sin(\varphi + \Theta_y) + \delta D\cos(\varphi + \Theta_y) = (-C_L\sin(\varphi + \Theta_y) + C_D\cos(\varphi + \Theta_y)) \cdot \frac{\rho}{2}W_{\text{eff}}^2 c\delta y$$

$$\delta P_z = \delta L\cos(\varphi + \Theta_y) + \delta D\sin(\varphi + \Theta_y) = (C_L\cos(\varphi + \Theta_y) + C_D\sin(\varphi + \Theta_y)) \cdot \frac{\rho}{2}W_{\text{eff}}^2 c\delta y$$

$$\delta M_y = \delta M_p = C_M \cdot \frac{\rho}{2}W_{\text{eff}}^2 c\delta y \tag{3-21}$$

式中,δL 和 δD 是局部抬升和拖拽力,δM 是俯仰力矩,φ 是关于的风轮平面的局部气流角,Θ_y 是包含扭转形变的叶片局部俯仰角,W_{eff} 是局部速度,c 是局部叶片弦。假定尾迹诱导速度已知,局部气流特性(角度和速度)可由下式得到:

$$\tan\varphi = \frac{U_{wz} - \dot{W}_B\cos\Theta_y + \dot{U}_B\sin\Theta_y}{U_{wz} - \dot{W}_B\sin\Theta_y - \dot{U}_B\cos\Theta_y} = \frac{U_{\text{effz}}}{U_{\text{effx}}}$$

$$W_{\text{eff}} = \sqrt{U_{\text{effx}}^2 + U_{\text{effz}}^2}$$

$$\alpha_{\text{eff}} = \varphi - \theta_t + \Theta_y \tag{3-22}$$

式中，α_{eff}是局部攻角，θ_t是叶片的局部弯曲度，U_{wx}和U_{wz}是包含尾迹诱导效应的风速分量，$\dot{U}_B$和$\dot{W}_B$分别是在挥舞方向和摆振方向上的局部叶片速度（包括刚体运动和弹性形变）。根据式（3-1），$\dot{U}_B$和$\dot{W}_B$表达式如下式所示：

$$\begin{Bmatrix} \dot{U}_B \\ \dot{V}_B \\ \dot{W}_B \end{Bmatrix} = \boldsymbol{A}^{\mathrm{T}} \cdot \dot{\boldsymbol{r}}_G = \boldsymbol{A}^{\mathrm{T}} \cdot (\dot{\boldsymbol{\rho}} + \dot{\boldsymbol{A}} \cdot \boldsymbol{r} + \boldsymbol{A} \cdot \dot{\boldsymbol{r}}) \tag{3-23}$$

要牢记气动载荷是不稳定的，因此，在叶素理论范畴内，应用任何不稳定的动态失速模型均可以计算系数C_L、C_D和C_M（Leishman 和 Crouse，1989；Petot，1989）。在式（3-21）中，气动载荷无疑是关于系统动力学特性和结构力学响应的。因此，除结构动力学方程为非线性方程外，气动载荷方程式（3-21）在系统方程式（3-13）中引入了额外的非线性度。

气动弹性方程的非线性系统的解需要一个迭代过程，在计算的每一个时间步长内，需要匹配气动载荷与结构力学形变。耦合系统的气动弹性方程可以如下形式表达：

$$\boldsymbol{M}(\underset{\sim}{\boldsymbol{u}}) \cdot \ddot{\boldsymbol{u}} + \boldsymbol{C}(\underset{\sim}{\boldsymbol{u}}) \cdot \dot{\boldsymbol{u}} + \boldsymbol{K}(\underset{\sim}{\boldsymbol{u}}) \cdot \boldsymbol{u} = \boldsymbol{Q}(\underset{\sim}{\boldsymbol{u}})$$

式中，$\underset{\sim}{\boldsymbol{u}} = [\boldsymbol{u}, \dot{\boldsymbol{u}}, \ddot{\boldsymbol{u}}]$。例如，这可以用作对所有自由度进行泰勒级数展开并消除二阶项。在这种情况下，系统可以写成如下所示扰动形式：

$$\boldsymbol{M}(\underset{\sim}{\boldsymbol{u}}^{n-1}) \cdot \delta\ddot{\boldsymbol{u}} + \boldsymbol{C}(\underset{\sim}{\boldsymbol{u}}^{n-1}) \cdot \delta\dot{\boldsymbol{u}} + \boldsymbol{K}(\underset{\sim}{\boldsymbol{u}}^{n-1}) \cdot \delta\boldsymbol{u} = \boldsymbol{Q}(\underset{\sim}{\boldsymbol{u}}^{n-1})$$

式中，$\underset{\sim}{\boldsymbol{u}}^{n-1} = [\boldsymbol{u}^{n-1}, \dot{\boldsymbol{u}}^{n-1}, \ddot{\boldsymbol{u}}^{n-1}]$ 表示在 $n-1$ 时刻的迭代值，即$\delta\underset{\sim}{\boldsymbol{u}} = [\delta\boldsymbol{u}, \delta\dot{\boldsymbol{u}}, \delta\ddot{\boldsymbol{u}}]$ 时代入 $\underset{\sim}{\boldsymbol{u}}^n = \underset{\sim}{\boldsymbol{u}}^{n-1} + \delta\underset{\sim}{\boldsymbol{u}}$ 所得。显然，当扰动趋于零时，就可以获得非线性系统的解。在 Crisfield（1998）的著作中，可以找到解决非线性问题的其他方法。通过一阶或高阶整合方案可以进行时域递进，像此前描述的一种方法，利用二阶隐式 Newmark 方法，可以较好地满足系统要求。

3.3.2 特征根稳定性分析

应用叶素动量理论建立空气动力学模型，可以得到载荷的近似方程［见式（3-21）］，因此，可以实现系统气动弹性方程的线性化。参照稳定的或周期的平衡

（参考）状态进行线性化展开。根据定义，对线性方程组关于时间进行积分，直到实现周期响应（关于转速）。在不稳定状态条件下，即没有实现周期性，时域积分给出了所有系统频率中包含显著分量的响应。在这种情况下，通过傅里叶变换，仅仅关于旋转频率（1P）和其基本倍频部分可以得到保留，这提供了一个近似的周期性条件。

线性化系统方程变换到一阶系统中，形式如下所示：

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{A}(\dot{\boldsymbol{x}}_0, \dot{\boldsymbol{x}}_0) \cdot \boldsymbol{x} + \boldsymbol{B} \tag{3-24}$$

式中，$\boldsymbol{x}_0$表示参考状态，$\boldsymbol{x}$ 是关于该参考状态的扰动项。假定矩阵 $\boldsymbol{A}$ 为常系数矩阵（Johnson，1980），则从该矩阵中可以获得方程线性化系统的固有频率和阻尼特性。

在旋转坐标系下旋转叶片的运动方程中包含周期系数，通过引入所有旋转自由度的多叶片变换，关于非旋转坐标系下线性化特征根范畴中，消去周期系数并且整体处理风力机成为可能。具有相同叶片的风轮的极对称坐标系中，坐标变换以大写之母标示出，并且三叶片风轮方程表达式如下式所示（Coleman 和 Feingold，1957；Johnson，1980）：

$$\boldsymbol{x}_m = \boldsymbol{x}_0 + \boldsymbol{x}_c \cdot \cos\psi_m + \boldsymbol{x}_s \cdot \sin\psi_m \tag{3-25}$$

式中，x_m是第 m 个叶片在方位角位置，$\psi_m = \Omega \cdot t + (2\pi/N) \cdot (m-1)$，当 $m=1$，2，3，$N=3$ 时的任意旋转自由度，x_0、x_c和 x_s是在非旋转系中变换后的坐标（被分别指定为对称/统一，周期余弦，周期正弦）。当然，除旋转自由度变换到非旋转坐标系中之外，在旋转坐标系中表征叶片动力学特性的方程也应该作同样变换。为此，以下所示的运算操作符将被运用到叶片的气动弹性方程中：

$$(\text{非旋转方程})_1 = \frac{1}{N}\sum_{m=1}^{N}(\text{旋转方程})_m$$

$$(\text{非旋转方程})_2 = \frac{2}{N}\sum_{m=1}^{N}(\text{旋转方程})_m \cdot \cos\psi_m$$

$$(\text{非旋转方程})_3 = \frac{1}{N}\sum_{m=1}^{N}(\text{旋转方程})_m \cdot \sin\psi_m \tag{3-26}$$

分析变换后矩阵 $\boldsymbol{A}$ 的特征值，可得关于非旋转坐标系下风轮系统的固有频率。“非旋转”频率与非旋转自由度有关（例如对称和周期）。对于孤立的三叶片风轮，当分别指定为反向涡动（或者逆向）和正向涡动（或者前向），且通过 $-\Omega$ 和 $+\Omega$ 加以区别的两组周期频率时，可以看出其整体频率与第 m 个叶片的固有频率一致（Hansen，2007）。至于在对称模态中的模态振型，所有叶片会统一产生偏转，而在循环模态中，叶片经受 ±2π/3 相位差的涡流运动。

3.4　改进的气动弹性设计和建设的应用

3.4.1　引言

常见术语“改进的气动弹性设计”意为风力机以一种不同的方式响应，减小

了风力机部件的载荷量级，避免了任何能导致风力机整体或局部的重大故障的不稳定的响应。

作为改进风力机气动弹性响应方法和过程的讨论依据，借鉴实验观测的结果是有价值的。本节的第一部分就包含了这种观测结果的讨论。

气动弹性响应取决于输入系统的载荷的大小，并且了解作用在风力机上不同类型外部载荷的特性是非常重要的，例如，极不稳定的风力机入流载荷、尾流载荷和海上风电的波浪载荷。输入载荷是一个丰富广泛的主题，因此本节中将仅几点细节上进行阐述。

本节以下部分讨论了获得改进气动弹性响应的设计过程或方法，包括减少输入系统载荷以及为降低响应而进行的风力机动力学设计等方法。

3.4.2 风力机正常运行时的固有气动弹性频率和阻尼——一般的气动弹性不稳定

在设计过程中，风力机振动的各种模态固有气动弹性频率的识别和这些振动模态与气动弹性阻尼特性的联系是很重要的一步。一种模态的负气动阻尼可以导致振动加剧及系统故障，这取决于外部激励和系统的结构阻尼。术语“气动弹性”意指频率和涉及包含空气动力学效应的耦合系统的阻尼。在本节中，主要阐述了风力机气动弹性频率和阻尼特性的典型实例。此外，在现代风力机应用过程中，已经观测到多种不稳定性致使风力机出现故障，以此为经验指导，在将来的风力机设计中，可以改进气动弹性设计。

下文阐述了两种典型类型的风力机的气动弹性模态频率和阻尼特性，一种是失速型风力机（SR），额定功率为500kW，另一种是变速变桨距型风力机（PRVS），额定功率为2.75MW。通过特征根稳定性分析，已经获得了两种风力机的固有频率和阻尼特性，如前文3.3节中推导所得（Riziotis等，2004）。

图3-17所示为失速型风力机的八个最低气动弹性频率随着风速变化的趋势。

对于失速型风力机，在任何风速下，旋转速度和叶片桨距角均保持恒定，尽管如此，我们应该注意到随着风速变化，频率也呈现小幅波动。这是因为，像前文已经提及的，在获得频率时已经考虑到了空气动力学效应。气动载荷取决于风速的大小，同样，“气动弹性”频率也如此。典型地，完整风力机系统八个最低模态中，分别为两个塔架弯曲模态，三个风轮挥舞模态——一个集合和两个循环模态（正向和反向涡动），以及三个风轮摆振模态——一个集合和两个循环模态。图3-18a中，表示出了两种塔架模态的阻尼特性。上述两种模态中，塔架横向弯曲模态通常是欠阻尼型的，塔架前后弯曲模态呈现高阻尼状态，主要受风轮牵引力的高空气动力学阻尼所致。同样在该图中也包含了发电机动力学效应，从图中可以清楚地看到，发电机动力学效应改善了塔架横向弯曲模态的稳定性。图3-18b所示为风轮摆振模态的阻尼及其与孤立叶片阻尼的对比。注意到所有模态均为负阻尼型（计算中不包括结构阻尼），然而，通过纳入发电机动力学效应，统一模态的阻尼得到大幅增强（见图3-18c）。最后三个挥舞模态是高阻尼型，如图3-18d所示。就一般性结论而言，随着风速增加，所有模态的阻尼都会显著减小。这点在失速型

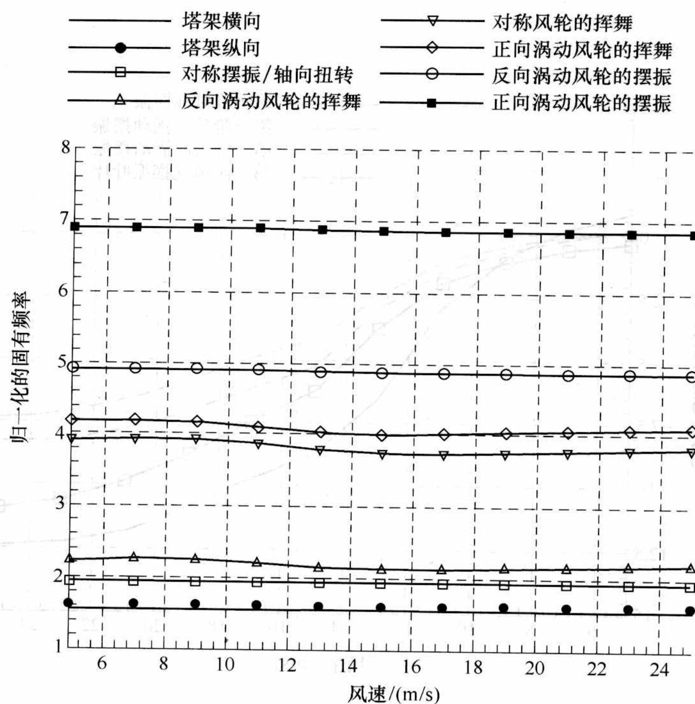


图 3-17　多倍额定旋转频率下 500kW 失速型风力机的气动弹性频率

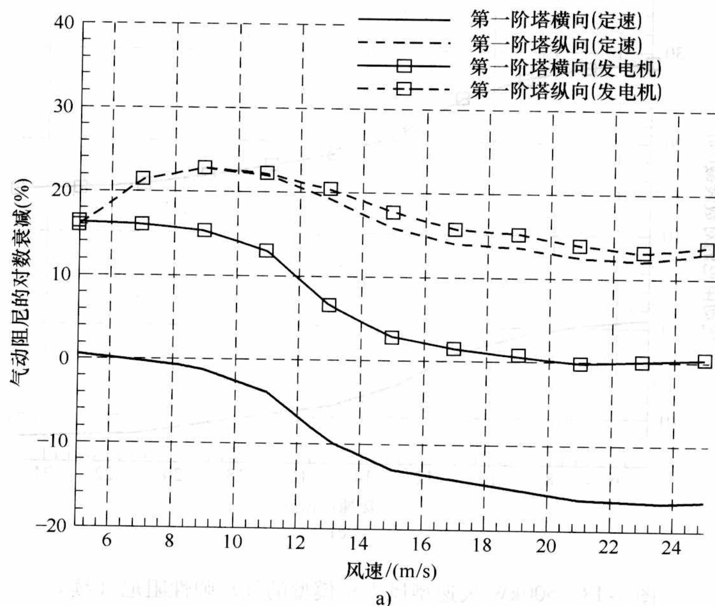
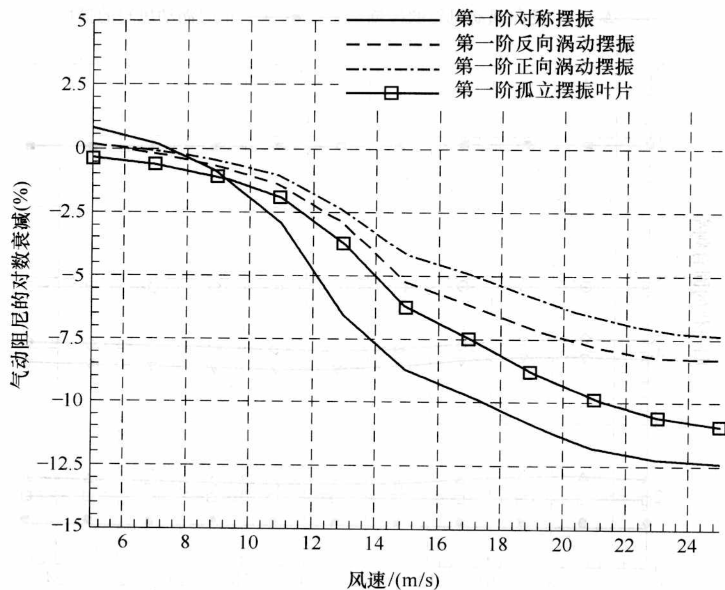
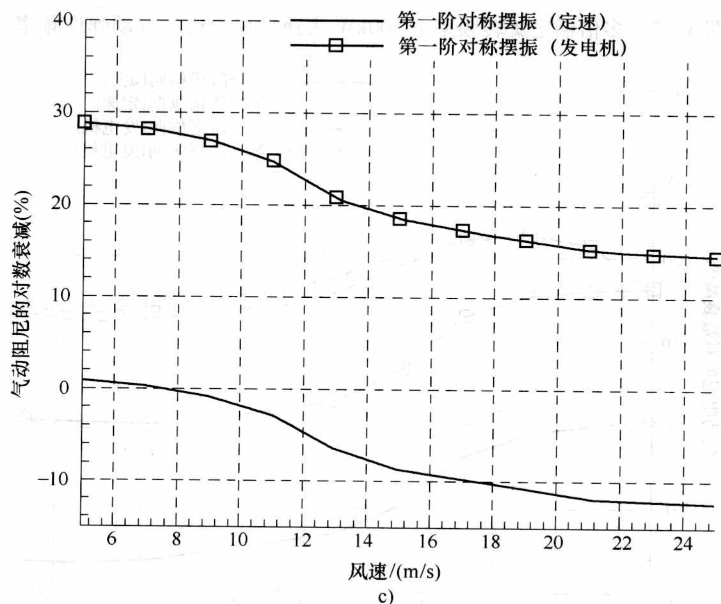


图 3-18　500kW 失速型风力机模型的气动弹性阻尼

a) 塔架阵型（具备和不具备发电机动力学效应）



b)



c)

图 3-18 500kW 失速型风力机模型的气动弹性阻尼（续）

b）风轮摆振 c）对称风轮摆振（具备和不具备发电机效应）

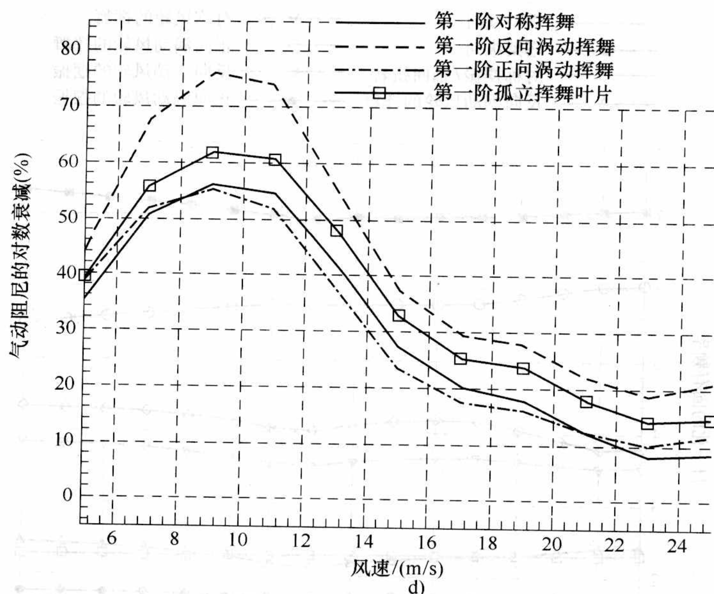


图 3-18 500kW 失速型风力机模型的气动弹性阻尼（续）
d）风轮挥舞

机组中有相关介绍，且本节以下部分也讨论了摆振模态下的运行特点，这种情况常常导致高负气动阻尼（称为失速引入的摆振振动）。应该注意的是，孤立叶片与悬挂在风力机上的叶片的阻尼特性有明显偏差。这表明各种部件结构的相互作用会影响风力机模态的阻尼特性。最后，具有最小阻尼的模态是两个循环摆振模态，对绝大多数风力机而言，这是非常典型的。

图 3-19 表示变速变桨距型风力机模态的频率变化情况。这种情况下，由于旋转速度（达到 9m/s）和桨距的变化（超过 13m/s），频率的变化幅度较大。比较变速变桨距型风力机和失速型风力机的各种模态（见图 3-20a ~ c），可以明显地看到，①塔架横向弯曲模态和风轮摆振模态仍旧是风力机阻尼最低的模态；②由于叶片的变桨距运动，在高风速下，风力机阻尼会大幅增加，这表明，当避免失速情况时，摆振振动会被抑制。

以下部分将讨论变速风力机的不稳定性，并以应用实例进行说明。

1. 失速引起的摆振振动

叶片运行在失速情况下，气动载荷作用引入了负气动阻尼。这也使得摆振和挥舞模态的阻尼均有减小。特别是，摆振模态会变为负阻尼，其幅度也被放大。

这种不稳定性的首个实验验证可见于 1990 年中期一项关于直径为 35 ~ 40m 失速型机组的研究中。图 3-21 是一个 500kW 机组的实例，从图中可以看出在失速运行期间，由于不稳定性，摆振叶片根部转矩（在稳定运行条件下，由于重力作用，转矩随着 1P 变化）的幅度增加了 2 ~ 3 倍。采用 HAWCstab 方法计算，图 3-22（Hansen，

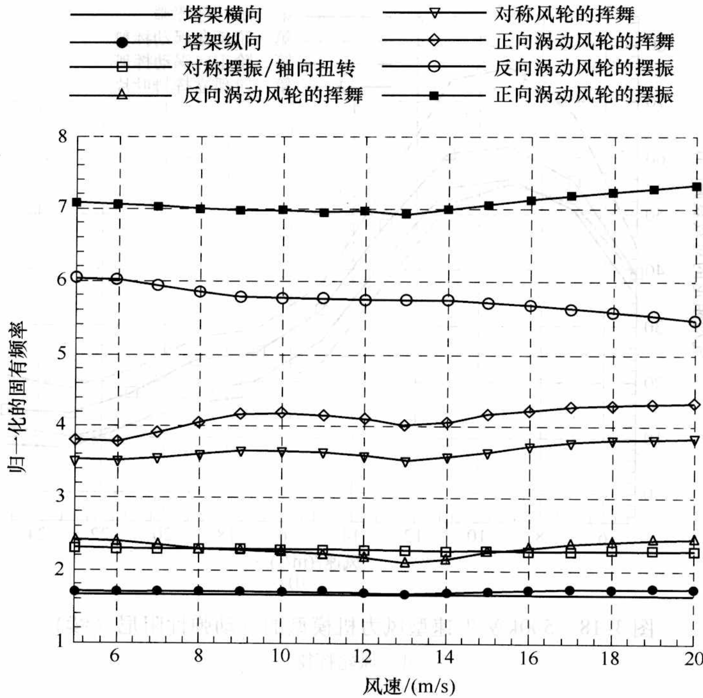


图 3-19 多倍额定旋转频率下 2.75MW 变速变桨距型风力机的气动弹性频率

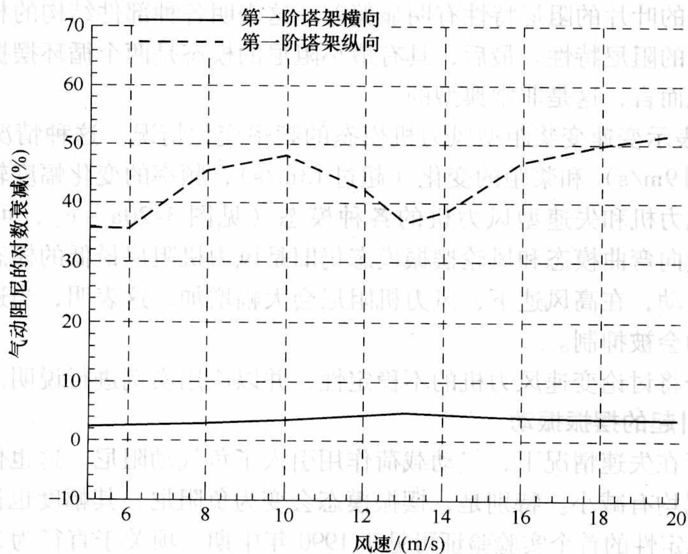
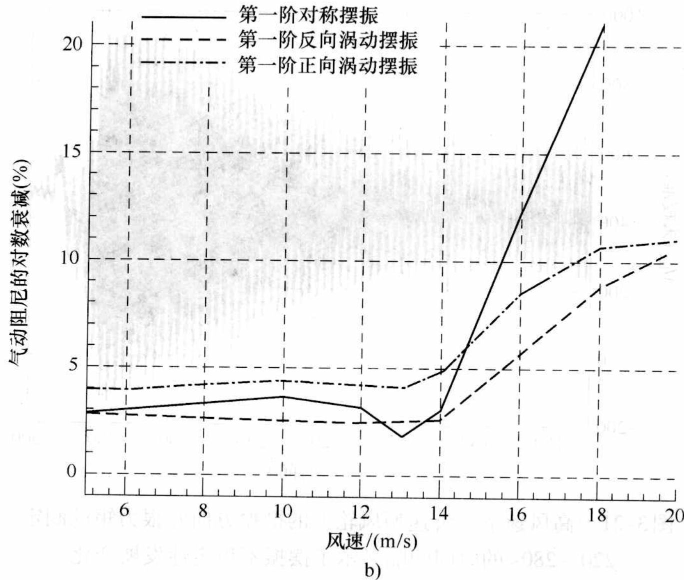


图 3-20 2.75MW 变速变桨距型风力机气动弹性阻尼

a) 塔架模态



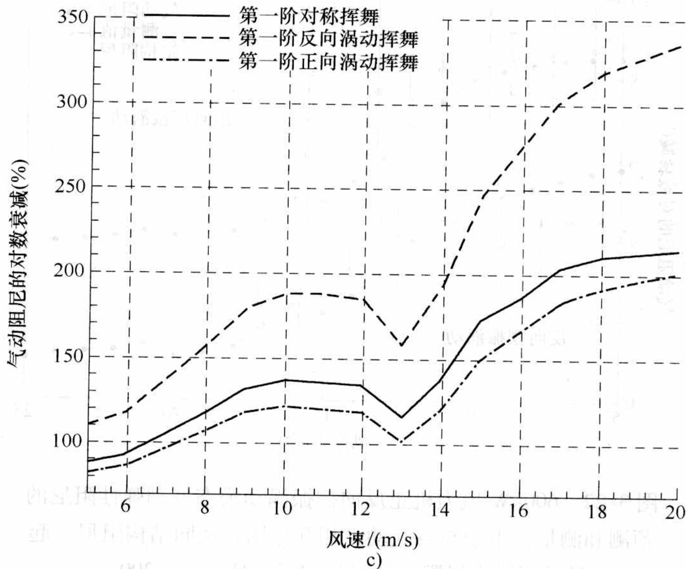


图3-20 2.75MW 变速变桨距型风力机气动弹性阻尼（续）
b）风轮摆振模态 c）风轮挥舞模态

2003）给出了两种摆振模态（正向涡动和反向涡动）的阻尼特性，并且与 Thomsen 等人（2000）在600kW 风力机上测得的阻尼特性做了对比。预测和测量结果均表明风速增加阻尼会减小，并且两种循环模态的阻尼是不相同的。相对于反向涡动模态（Hansen，2003），由于较大范围的平面外运动，正向涡动模态具有较高阻尼。

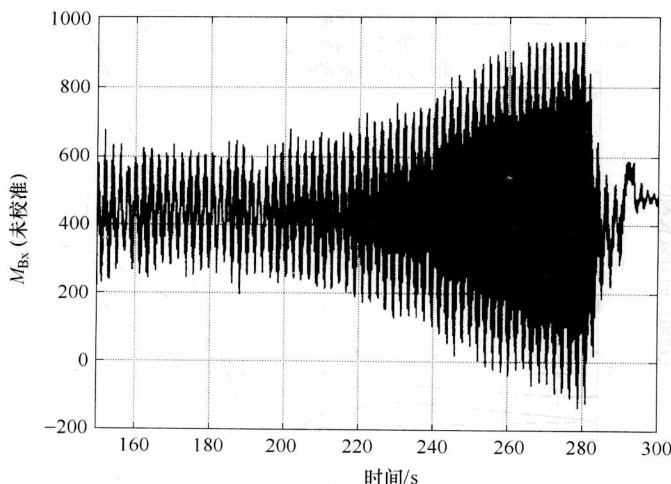


图3-21　高风速下，失速型风轮上的摆振方向叶根力矩的测定，220～280s 的时间间隔显示了摆振不稳定性发展变化

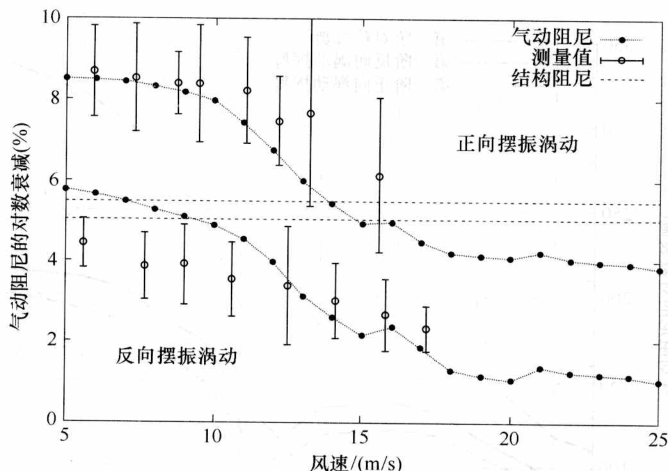


图3-22　600kW 风力机正反向摆振涡动模态气动弹性阻尼的预测和测量，由于与空气动力相互作用，连同结构阻尼一起显示了风力机阻尼的变化情况（Hansen，2004）

摆振不稳定性的实验证明使得关于这方面研究相当多，其中一个主要项目是受欧盟资助的“动态载荷预测和失速引入的振动”，其执行期为 1995 年到 1998 年（Petersen 等，1998）。

旋转振动翼型截面的基本空气动力学阻尼特性是造成不稳定的源头，线性化关于两种原理的振动方向（挥舞和摆振）的式（3-21），可以得到如下所示的阻尼系数（Petersen 等，1998）：

$$
\begin{aligned}
c_{xx}^{R}(r,V) &= \frac{1}{2}c\varrho\,\frac{r\Omega}{W}\Big[\Big(\frac{2r^{2}\Omega^{2}+V^{2}}{r\Omega}\Big)C_{D}-V\frac{\partial C_{D}}{\partial\alpha}-VC_{L}+\frac{V^{2}}{r\Omega}\frac{\partial C_{L}}{\partial\alpha}\Big]\\
c_{xy}^{R}(r,V) &= \frac{1}{2}c\varrho\,\frac{r\Omega}{W}\Big[-VC_{D}+r\Omega\frac{\partial C_{D}}{\partial\alpha}+\Big(\frac{2V^{2}+r^{2}\Omega^{2}}{r\Omega}\Big)C_{L}+V\frac{\partial C_{L}}{\partial\alpha}\Big]\\
c_{yx}^{R}(r,V) &= \frac{1}{2}c\varrho\,\frac{r\Omega}{W}\Big[-VC_{D}+\frac{V^{2}}{r\Omega}\frac{\partial C_{D}}{\partial\alpha}-\Big(\frac{2r^{2}\Omega^{2}+V^{2}}{r\Omega}\Big)C_{L}+V\frac{\partial C_{L}}{\partial\alpha}\Big]\\
c_{yy}^{R}(r,V) &= \frac{1}{2}c\varrho\,\frac{r\Omega}{W}\Big[\Big(\frac{2V^{2}+r^{2}\Omega^{2}}{r\Omega}\Big)C_{D}+V\frac{\partial C_{D}}{\partial\alpha}-VC_{L}+r\Omega\frac{\partial C_{L}}{\partial\alpha}\Big]
\end{aligned}
\tag{3-27}
$$

式中，Ω 是叶片截面的角速度，r 是局部半径，W 是相对速度，V 是风速（见图 3-23 中定义）。c_{xx}^{R} 和 c_{xy}^{R} 是平面内和摆振方向运动的阻尼系数，分别由摆振和挥舞运动引起。相似地，c_{yy}^{R} 和 c_{yx}^{R} 是平面外或挥舞方向运动的阻尼系数。从以上方程可以看出，为了确定阻尼系数，各项中均用到升力或阻力系数表示，因此，叶片截面的气动特性对于阻尼的确定具有很重要的意义，但如果要做更有针对性的分析，则合适的翼型数据是必需的。

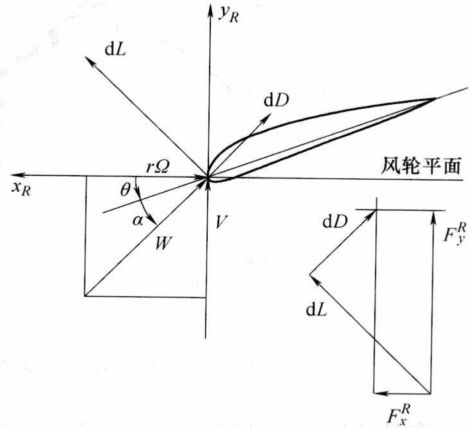


图 3-23　叶片截面的受力和速度示意（Petersen 等，1998）

现在可以导出在相关风轮平面（见图 3-24）的角 θ_{RB} 确定的方向上翼型截面振动的阻尼系数 c_{xx}^{R}，图 3-25 所示为三种不同风速下的阻尼系数。

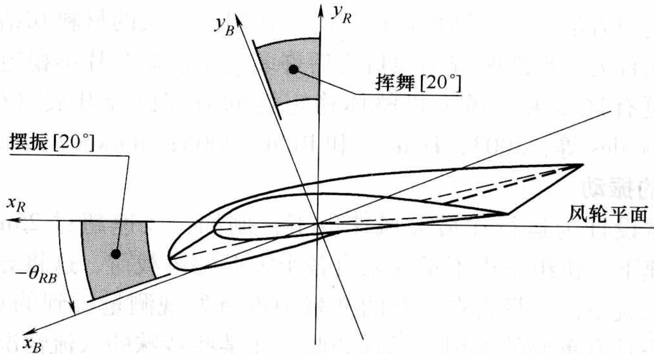


图 3-24　典型的摆振和挥舞振动的范围（Petersen 等，1998）

图 3-25 中包含了摆振和挥舞模态下典型的振动方向区间。摆振模态下的阻尼系数一般较小，甚至在部分运行区间出现负值，而挥舞模态下除风速在 20m/s 时

阻尼系数均较大。这个简单的例子表明了不稳定气动弹性响应的基本机制，但是不应该忽略完全的气动弹性不稳定问题的复杂性，因此，为理解完整风力机的气动弹性响应，建立更详细的模型是必要的。

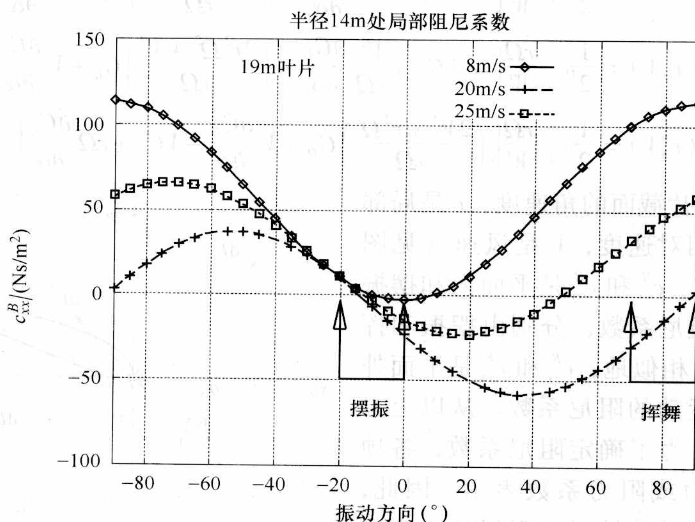


图 3-25 阻尼系数 c_{xx}^B 及振动方向 θ_{RB}（Petersen 等，1998）

在某些机组上观察到摆振不稳定性不一定都是可信的，因为一些装有同样叶片的机组并没有观测到该现象。所以，尽管叶片的空气动力学特性对于摆振不稳定性具有重要影响，但也有许多其他重要的参数会影响到系统的稳定性。例如，Petersen 等（1998，p131-132（Hansen 2003））的研究中所示，增加主轴刚度可以消除摆振叶片的不稳定性。该研究的总体结果可作为避免失速引入的振动的设计准则，振动主要与叶片的空气动力学特性，结构特性，与结构阻尼相关的材料和结构属性，以及支撑结构的属性有关。自欧盟资助项目之后许多关于摆振叶片不稳定性的研究紧随其后，最近，更有许多关于风力机整体稳定性的研究已经开展（Chaviaropoulos，2001；Chaviaropoulos 等，2003；Hansen 和 Buhl，2006；Markou 等，2007）。

2. 静止时的振动

风力机通常设计为运行在最大风速以下，例如，风速超过 25m/s 将会停机，因此在极端风速下，机组不得不承受来自各个方向的风载荷，这将导致覆盖整个区间的叶片极端入流条件。尽管在公开的文献中没有发现测量得到的直接证据资料，但载荷条件似乎具有重要的作用。尽管如此，在某些特殊的入流情况下较低风速运行的风轮停机制动时可能会导致较大的摆振叶片振动。这种情况在风电场风力机架设期间是普遍存在的，从风力机安装到并网运行持续时间大约数周，在此期间，风轮将被锁定，但这可能比并网前空载运行的风轮更危险。10~20m/s 的低风速情况下，特定入流方向的空气动力学阻尼和来自叶片的旋涡脱落的结合可能是叶片剧烈

振动后的一种形成过程。

由于缺乏静止状态的振动测量数据，一个紊流风（平均风速为50m/s）作用下摆振叶片响应的仿真实例如图3-26所示。风向与风轮轴线成60°角，且叶片桨距角处于0°。尽管幅值不会持续增加，但可以明显地看到摆振叶片叶根转矩的振荡。为了对比说明，图中同时也显示了风速为8m/s正常运行时的摆振力矩。

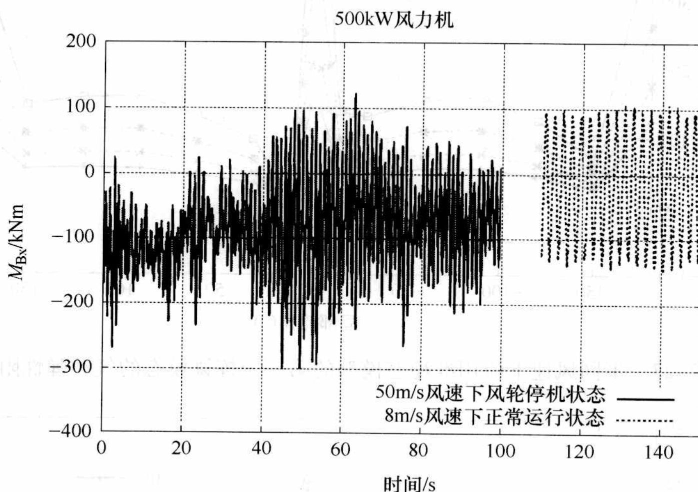


图3-26　500kW风力机8m/s平均风速正常运行时，摆振叶根转矩的仿真和相对风轮轴向60°的平均风速为50m/s风轮停机状态时的仿真

图3-27和图3-28表示了在多种局部流角度下，静止叶片（90°桨距角的顺桨位置）的第一个挥舞和摆振模态的气动弹性阻尼特性（Politis等，2009）。叶片处于顺桨位置时，0°局部流角对应于有关风轮平面的0°偏航误差。流角在±20°附近时，挥舞和摆振模态均变为低阻尼甚至负阻尼状态。这与之前正常运行时情况是一致的，在过失速状态下，当处于过失速状态中，超出最大值 C_L 的局部流攻角通过叶片部分取经验值时，可以获得摆振模态和挥舞模态下低阻尼或者甚至负阻尼的运行情况。此外，由于±90°附近很高的流角，也可以获得摆振模态下负阻尼运行状态。在±90°攻角下，阻力系数应为最大值，而升力系数趋于零，同时升力曲线的斜率将为负值。高阻力引起了叶片空气动力学阻尼的增加。另一方面，负斜率升力曲线也使阻尼降低。如果摆振运动与挥舞运动有强耦合，很可能会发生摆振振动。图3-29所示为叶片摆振/挥舞耦合运动的轨迹，在该图中也绘制了叶片在速度三角和升力作用下部分叶片运动使得挥舞速度达到最大值的运行曲线。实线表示流入的风和风作用于叶片元的升力。虚线表示叶片速度的影响和考虑挥舞运动的升力变化情况（双箭头线）。假定升力曲线斜率为负，当叶片处于滞后状态时，由于较高的攻角，升力较小，产生的恢复力也较小（叶片反向运动）。当叶片处于超前状态

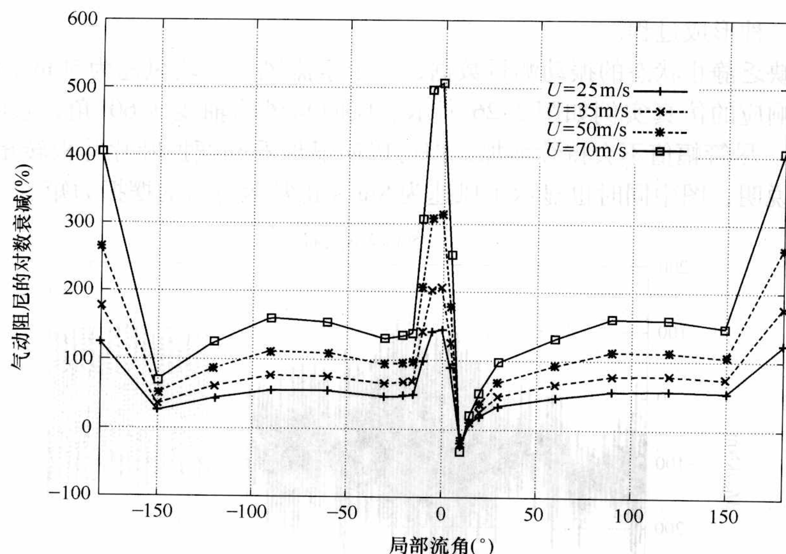


图 3-27　不同风速下应用准稳态模型的第一个挥舞模态的气动弹性阻尼

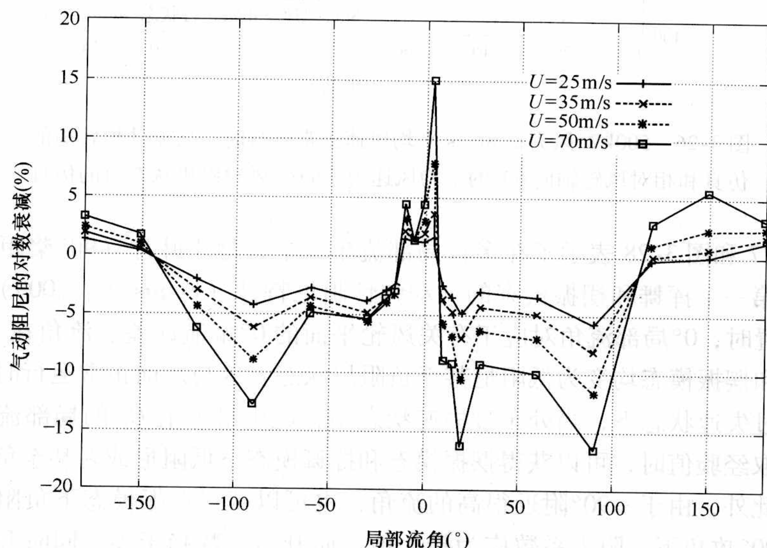


图 3-28　不同风速下应用准稳态模型的第一个摆振模态的气动弹性阻尼

时，反向的恢复运动较为明显，由于局部流入射角的减小，叶片所受升力增加，并且有较大的分力产生。

3. 塔架横向弯曲不稳定

这种类型的不稳定性或低阻尼振动模式在许多类型的机组上出现过，从 20 世纪 90 年代中期的 500kW 失速型机组到最近的 MW 级变速恒频机组。Hansen (2007) 详细地调研过该类型振动，发现失速型机组的横向振动的典型方向是偏离

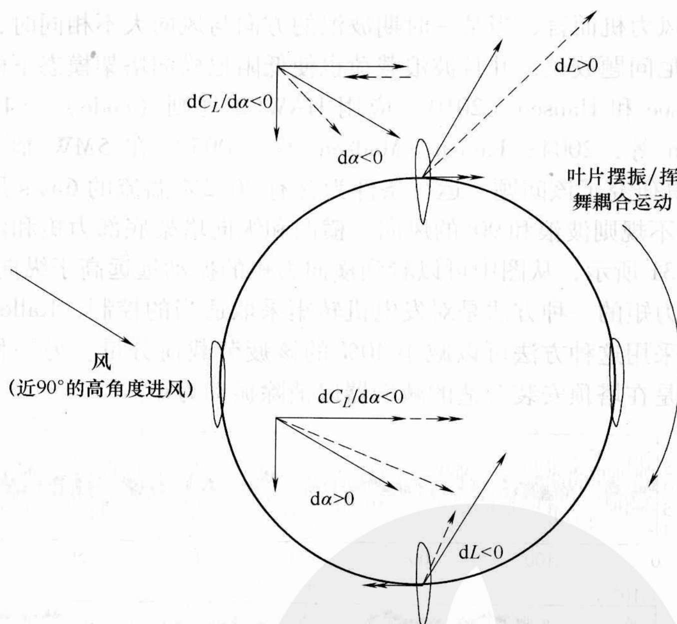


图 3-29　高攻角下阻尼衰减的定性解释

风轮轴向 45°，而变速机组的方向接近于风轮轴向的垂直方向。这可以通过叶片由于受到变桨距影响之前翼型的不同运行范围得到解释。应用分析工具 HAWCStab（Hansen 2004），计算 MW 级失速机组的纵向和横向塔架模态下的阻尼，图 3-30 所示为两种模态下阻尼随着风速变化的曲线，从图中可以清楚地看到，横向模态下阻尼比纵向模态小很多，甚至在高风速下变为负阻尼。

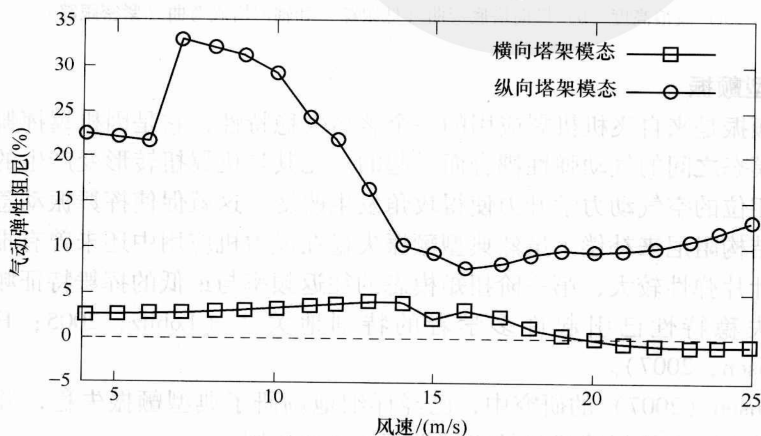


图 3-30　第一个横向和纵向塔架模态的气动弹性阻尼随采用气动弹性稳定性工具 HAWCStab 计算的 MW 级失速型风力机的风速的变化趋势（图来源于 Hansen（2007））

对于海上风力机而言，当某一时期波浪的方向与风向大不相同时，波浪载荷可以使低横向阻尼问题放大，并且波浪载荷也使低阻尼横向塔架模态下的输入载荷大大增加。Kallesøe 和 Hansen（2010）应用 HAWC2 规则（code）（Larsen，2009；Larsen，Hansen 等，2004；Larsen，Madsen 等，2005）在 5MW 概念型风力机（RWT）上仿真研究了该问题。运行条件为含有 20.2% 湍流的 6m/s 风速，平均高度为 1.63m 的不规则波浪和 90°的风向。横向和纵向塔架底部力矩和波浪高度的仿真结果如图 3-31 所示，从图中可以看到横向力矩的振动远远高于纵向力矩的振动。减小横向塔架力矩的一种方法是对发电机转矩采取适当的控制，Kallesøe 和 Hansen 的研究表明，采用这种方法可以减小 40% 的该疲劳载荷分量。另一种在工业中广泛应用的方法是在塔顶安装合适的减振器以消除振动力矩。

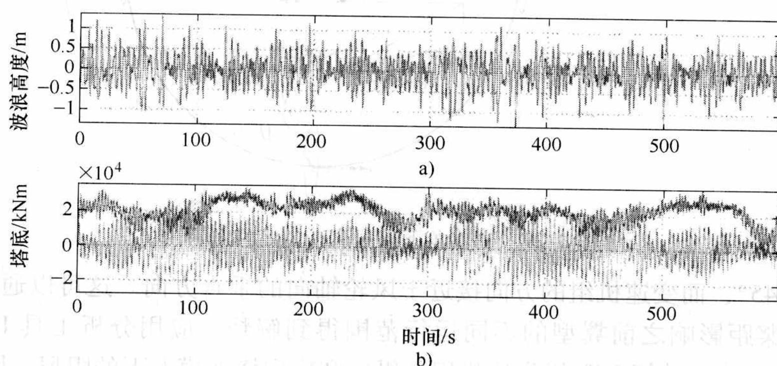


图 3-31　采用 HAWC2 规则的 5MW RWT 气动弹性结合波载荷和湍流的仿真（复制于 Kallesøe 和 Hansen（2010））

a）波浪高度　b）横向塔底弯曲（低跟踪）和轴向塔底弯曲（紧密跟踪）

4. 典型颤振

典型颤振是来自飞机机翼应用的一个著名失稳特性，它是因机翼挥舞模态和第一阶扭转模态之间的气动弹性耦合而引起的。尤其是机翼扭转形变产生的与挥舞弯曲运动同相位的空气动力学升力使得攻角发生改变，这就促使挥舞振动急剧增加而不能通过结构阻尼来补偿。虽然典型颤振失稳在风力机应用中还未曾有报告，但由于风力机叶片弹性较大，第一阶扭矩模态的往返频率与最低的挥舞特征频率较为接近。这种失稳特性已引起许多学者的特别地关注（Lobitz，2005；Hansen 等，2006；Hansen，2007）。

在 Hansen（2007）的研究中，已经详细地调研了典型颤振失稳，并且能够辨识一些促使不稳定性风险增加的机械方面的主要原因：

1）低攻角下运行（固定流态），因此较高的升力值与攻角的增加（抬头扭矩）相关。

2）高叶尖速以确保空气动力的能量充足。

3）低扭矩刚度或稍大，即较低的扭矩与挥舞频率比。

4）布局叶片截面尾部的重心于空气动力学中心，以确保颤振模态下的挥舞和扭矩分量的相位正确。

风力机叶片中，颤振失稳的风险值通常是由第一次失稳时的转速和正常运行时标称速度的比值来衡量的，对于现代大型风力机而言，这一比值位于两个数值附近，这就意味着颤振失稳风险值并未远离现代风力机的设计限值。尤其是在极端风速情况下，控制器允许风轮超速，此时若考虑达到某个特定限值，则该设计值被认为是真实的；Hansen 等（2006）的研究成果进一步表明，偏航时的叶片相关速度的峰值足以触发颤振。运行在风速 8m/s，50°的偏航角情况下，将使颤振速度下降 13%，可见于 Hansen 等撰写的报告（2006）。

风力机的叶片中，通常易形成颤振的模态是第二阶挥舞模态（Lobitz，2005；Hansen，2004；Hansen，等，2006）。图 3-32 和图 3-33 分别可以看出，根据风轮速度计算出的气动弹性频率和孤立叶片阻尼（通过 GAST 执行，Riziotis 和 Voutsinas，1997），可以注意到第一阶和第二阶挥舞模态频率均随着风轮速度向第一阶扭转模态频率增加。在风轮速度为 2rad/s 时（标称速度为 1.267rad/s），第二阶挥舞模态和扭转模态的耦合（图中箭头标示）将导致第二阶挥舞模态阻尼的突降；在风轮速度为 2.4rad/s 时，第二阶挥舞模态将呈现负阻尼状态。Hansen 研究报告（2007）中还介绍了其他关于剧烈颤振失稳的例子。

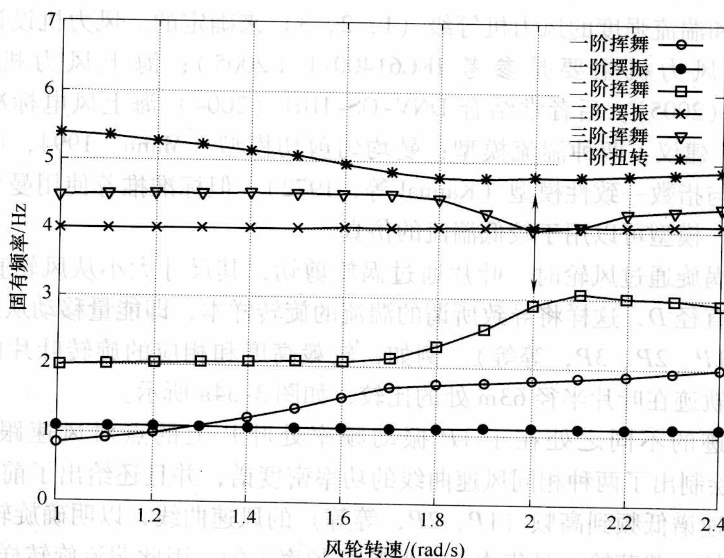


图 3-32 随风轮速度变化的孤立叶片模式下的气动弹性频率

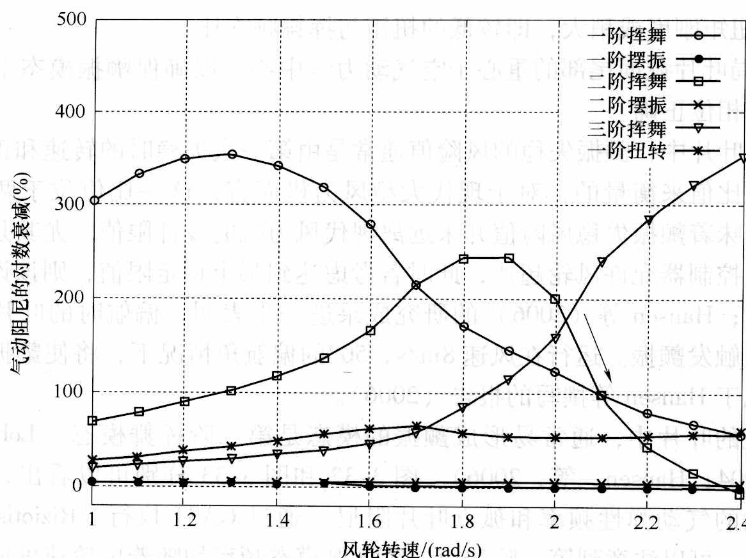


图 3-33 随风轮速度变化的孤立叶片模式下的气动阻尼

3.4.3 载荷输入和载荷工况的特征

1. 风载荷

风力机入流风中，大气湍流是主要的载荷驱动，风力机是根据特定的带有相关风速参考值和湍流强度的风力机等级（1，2，3）来确定的。风力机设计的国际标准中，陆上风力机主要是参考 IEC61400-1（2005）；海上风力机主要参考 IEC61400-3（2005）。后者常结合 DNV-OS-J101（2004）海上风电标准使用。在 IEC 标准中，建议了两种湍流模型：曼均匀剪切模型（Mann，1994，1998）和多点卡曼光谱与指数一致性模型（Kaimal 等，1972）。但标准推荐使用曼均匀剪切模型，因为这一模型可以用于较低湍流的仿真。

当湍流涡旋通过风轮时，叶片通过涡旋剪切，其尺寸大小从风轮直径 D 的若干倍到小于直径 D，这样将导致所谓的湍流的旋转样本，即能量移动从风轮速度低频到高频（$1P$、$2P$、$3P$，等等）。例如，轮毂高度和相应的旋转叶片的轴向速度分量的时间轨迹在叶片半径 63m 处的比较，如图 3-34a 所示。

两种轨迹的不同之处在于 $1P$ 振动频率处叶片上的点对风速跟踪的不同。图 3-34b中绘制出了两种相同风速曲线的功率密度谱，并且还给出了前文提到的能量移动从风速谱低频到高频（$1P$，$2P$，等等）的风速曲线，以明确旋转点。

由于系统的载荷输入是集中在某些特征频率上的，因此湍流旋转样本的机理对风力机载荷和优化气动弹性响应来说是至关重要的。为了说明这一问题，本文针对一种刚性结构模型 5MW 概念型风力机（Jonkman，2005）采用 HAWC2 规则进行了仿真，同样的湍流输入在前文例子中也已经提到。风力机部件的力矩谱对设计和尺

寸标注来说很重要，如图 3-35a 和 b 所示，从图中可以看出它们具有以下不同特征。

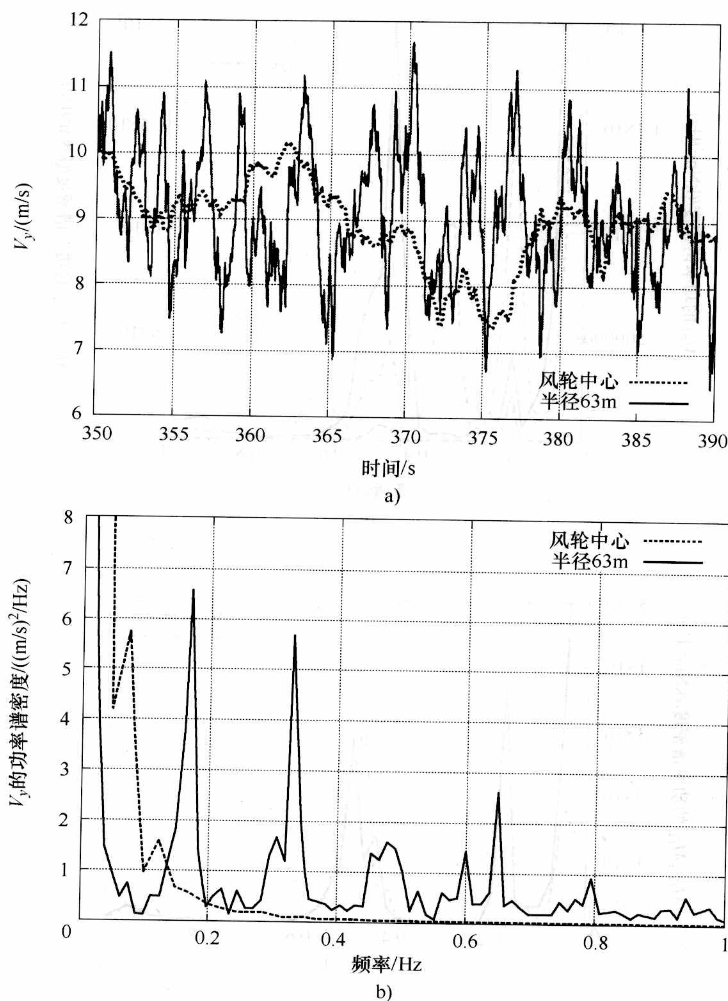


图　3-34

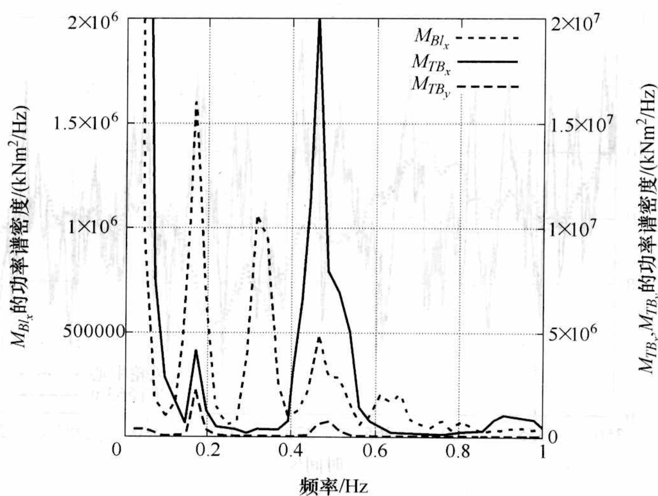
a）风轮中心湍流风入流速度和旋转叶片半径 63m 处点的对比。采用 HAWC2 规则的 RWT 在 8m/s 风速及 8m/s 湍流强度下的仿真

b）风轮中心湍流风入流速度的功率谱密度（PSD）和旋转叶片半径 63m 处点的对比。采用 HAWC2 规则的 RWT 在 8m/s 风速及 15% 的湍流强度下的仿真

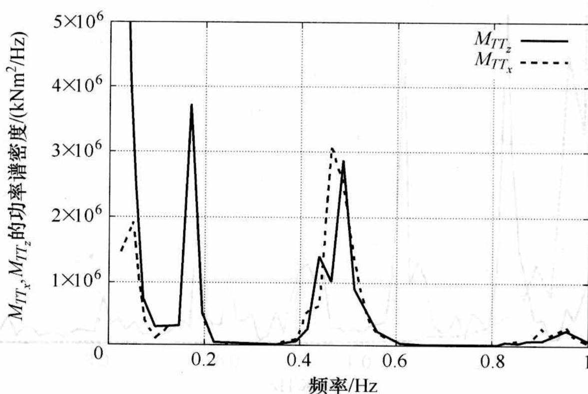
叶根力矩 M_{Bl_x}

图 3-35a 可以看出，该力矩在多个旋转频率处存在峰值，包括 1P（0.16Hz）、2P（0.32Hz）、3P（0.48Hz）等。频率越高的点，其峰值越小。由图 3-34b 旋转

叶片谱图可以看出，该频谱与来自旋转叶片的湍流风谱关系密切，这是因为叶片间的入流角与风速之间有紧密联系。



a)



b)

图 3-35 湍流载荷输入

a）使用刚性结构动态模型，8m/s 的风速和 15% 的湍流时应用 HAWC2 规则对 RWT 基于时域仿真的横向和纵向塔架基底力矩谱和叶根挥舞力矩谱

b）使用刚性结构动态模型，8m/s 的风速和 15% 的湍流时应用 HAWC2 规则对 RWT 基于时域仿真的塔顶力矩谱、偏航力矩 M_{TT_z} 和倾斜力矩谱 M_{TT_x}

塔底力矩 M_{TB_x}（纵向）和 M_{TB_y}（横向）

对于纵向力矩来说，所有的能量都集中在 $3P$，比较小的峰值在 $1P$ 和 $6P$ 处，尽管差异很小，例如桨距角结合入流风的剪切，使得部分能量集中在 $1P$ 周围。而对于横向塔力矩，载荷输入几乎为零。

塔顶力矩 M_{TT_x}（倾斜力矩）和 M_{TT_z}（偏航力矩）

这两种力矩的峰值（见图 3-35b）与在 $1P$、$3P$、$6P$ 等处降低峰值几乎相似。偏航力矩值较高可能是由于湍流横向分量引起的风向缓慢改变。

除了湍流对载荷谱的峰值影响外，随着载荷分量大小的不同，风剪切力对载荷谱的影响也大不相同，最终，平均风速将决定平均载荷。

2. 尾迹载荷

IEC61400-3（2005）标准规定了为具体的风电场设计风力机时，风力机如何运行的问题。从基本角度出发，"有效湍流" I_e 是指增加环境湍流的概念性工作（Frandsen（2003））。有效湍流可根据相邻风力机的空间间距和它们之间的推力因数来决定，也可以根据风力机部件的某些因素而决定。以单一风力机的尾迹变量 I_e 为例，图 3-36 显示了产生尾迹的风力机的距离和 I_e 变化。

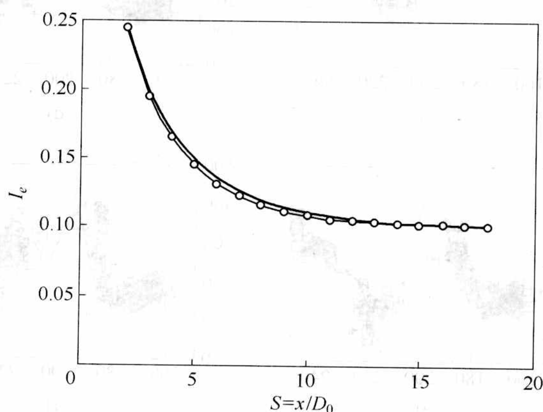


图 3-36 环境湍流强度的 10% 时，有效湍流 I_e 随产生尾迹风力机的距离的变化（Frandsen，2003）

但是，结果表明，有必要充实上述过程，从而获得对尾迹载荷仿真的更多细节。这样就出现了动态尾迹弯曲（DWM）模型（Thomsen，Madsen，2004；Larsen 等，2008；Madsen 等，2008），这时尾迹的速度缺陷是基本要素，而且这种缺点在大气流中是由横向湍流分量引起而运动的。这种建模方法可以计算风力机的平均载荷，以及尾迹湍流载荷和加载过程中的详细信息。图 3-37 中给出了来自 Thomsen 和 Madsen（2004）的例子，图中是从上游位于 205°和 3.5D 距离处 2MW 风力机的测量和仿真的电能功率标准差和均值变量、挥舞叶根力矩和偏航力矩。总体看来，仿真和测量数据之间存在较好的联系。DWM 与应用有效湍流的模型相比，其主要优点是均值和标准差都可以计算，例如偏航载荷，而且这些对于更准确地设计载荷非常重要。

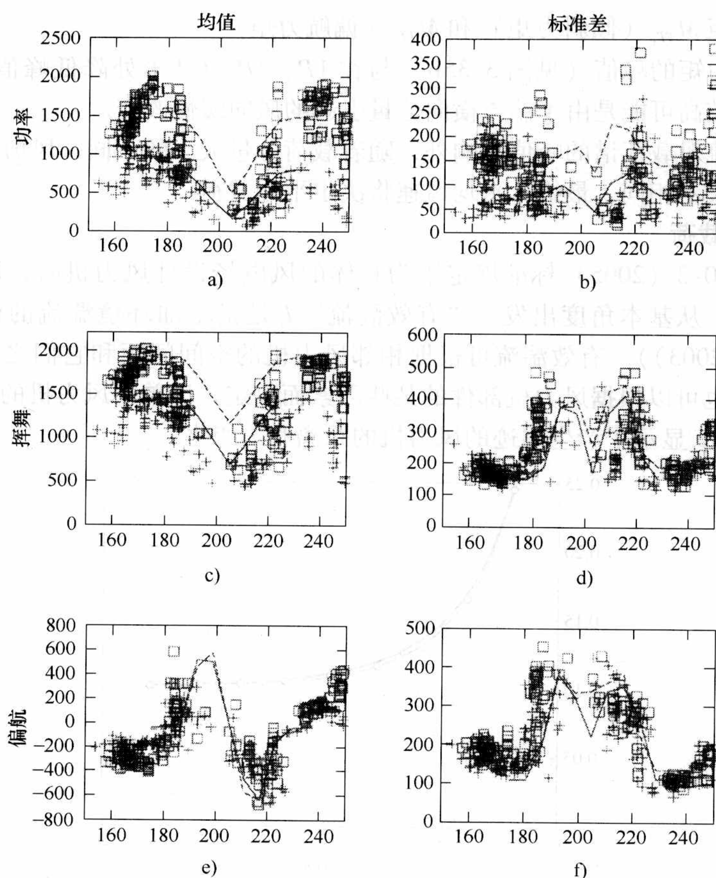


图 3-37　随上游位于 205°和 3.5D 距离处 2MW 风力机的方向变化的测量和仿真的均值变量（图中左侧）和标准差（图中右侧）电能功率（(a) 和 (b)）、挥舞叶根力矩（(c) 和 (d)）和偏航力矩（(e) 和 (f)）；仿真基于动态尾迹弯曲模型（DWM），图中虚线显示了两种不同风速下的情况（Thomsen and Madesn，2004）

3. 极端载荷

除了正常运行期间来自湍流、波浪和尾迹的输入载荷情况以外，IEC61400-3（2005）也描述了许多需要考虑的外部极端条件。有些极端条件，如极端运行阵风（EOG）、极端方向改变（EDC），以及附带方向变化的极端连贯阵风（ECD）等需要去调研以使风力机正常运行，例如在机组紧急停车时的情况。还有一些其他的极端载荷案例，如 50 年一遇的极端风速需要计算停机时的载荷，包括风轮静止或空转的情况。

这些极端载荷在风力机设计过程中是相当具有挑战性的，需要定义一些部件的设计载荷，同时其他部件或部件的一部分的疲劳载荷设计也是很重要的。对于桨叶

而言，通常把疲劳载荷和极端载荷的结合定义为设计载荷。

在下文的优化弹性设计的讨论中，重点讨论正常运行时引起的疲劳载荷，这样更为通用，而且结合了具体设计中的极端载荷情况。

3.4.4　改善弹性响应的方法

改善弹性响应的方法可以分为两大类以及若干个子集合：

(1) 减少载荷输入/激励
- (a) 主动方法
  - (i) 变桨距调节（统一、液压、独立）
  - (ii) 后缘襟翼
- (b) 被动方法
  - (i) 失速控制
  - (ii) 失速带
  - (iii) 挥舞/变桨距耦合
  - (iv) 弹性
  - (v) 铰链

(2) 优化风力机动态性能
- (a) 被动方法
  - (i) 从气动弹性模态频率中分离激励
  - (ii) 增加低阻尼模态与高阻尼模态的耦合
  - (iii) 增加结构阻尼
  - (iv) 被动阻尼器
- (b) 主动方法
  - (i) 塔架、机舱或桨叶的动力阻尼器
  - (ii) 变桨距调节（统一、液压、独立）
  - (iii) 发电机转矩调节

但是，尽管如此分类，属于不同类型的设计方法也可以应用在同样的风力机上。

1. 载荷输入输出的减少

显然，减少输入载荷以降低部件结构响应是一种可以主动或被动应用的直接方法，失速控制型风轮与变桨距控制型风轮之间结构响应的不同可以很好地解释这一点，基本上，这两种方法均是利用沿着叶片纵断面的翼型特性而进行控制的。为控制输出功率，失速型风力机更多的是依赖翼型气动阻力进行控制，这样可使功率限定在额定功率附近。因为风速的增加，升力不一定会减小，所以推力将会随着风速增加而增加，但是，由于存在相对攻角为小斜率甚至负斜率的升力作用，来自湍流的动力学载荷输入将会减小。在变速变桨距型机组中，动力学载荷和转矩输入较高，因此在变桨距调节中结合变速运行控制是很有必要的。

叶片统一变桨距常用于功率控制而周期变距常被用于减少典型的叶片挥舞和旋翼力矩（倾斜和偏航力矩）的1P振动。独立变桨距控制具有较高的减载潜力，当载荷在较宽的频率范围内变化时也可以得到控制，并且因为分布载荷，沿着叶片方向的后缘襟翼也会随之打开。

关于被动的方法，叶片与轮毂之间的铰链可以很有效地降低输入载荷以及叶片到机舱和塔架载荷的传导。带三角形铰链的两叶片跷跷板旋翼型风力机是一个很好的例证。有赖于跷跷板系统的刚度，倾斜和偏航力矩几乎可以减少到零。另一方面，较大的叶尖挥舞力矩是一个挑战，并且因此跷跷板旋翼几乎都应用在下风向风力机上，以便与塔架保持间隙，但通过对应用跷跷板速度的叶片变桨距控制可以限制其运动的角度偏移（Larsen 等，2007）。另一个主要问题是风力机起动和停机期间旋翼的控制，起动期间，跷跷板型叶片很容易处于深度失速模式，如果是低跷跷板刚性的旋翼，还需要额外增加机械系统以限制跷跷板运动的漂移。将来，在诸如此类的情况下，可以应用得到发展的先进的变桨距或襟翼控制以更好地控制叶片的空气动力学特性。

通过增加跷跷板运动的刚度，使得对于不带跷跷板铰链但具有高柔性叶片和柔性轮毂的风轮具有载荷软过渡作用，这样的设计对于独立变桨距控制或者襟翼控制是非常有益的。

2. 优化的风力机动态性能

可以看到，基于湍流的载荷主要集中在载荷谱的峰值处，风力机气动弹性设计中重要目标之一由此分而设计，即载荷输入中峰值的气动弹性模态的频率。

另一方面，这是十分具有挑战性的，当风力机（因为扰动和空气动力学优化）以变速方式运行，不仅要避免运行在许多载荷峰值点下，而且也要避免在特定频率段下运行。例如，图3-38所示为5MW概念型风力机塔架的气动弹性响应。对于同样的风力机，前文图3-35a和b中显示了部分部件的输入载荷情况。除标准的风力机外，图中也显示了其他三个塔架结构的响应情况，可以看出第一阶纵向弯曲塔架频率从0.34Hz变为0.30Hz，0.26Hz和0.22Hz。

从图中也可以看到，降低塔架特征频率，会减小塔架在3P输入载荷附近的响应。因为塔架频率为最低，3P附近的响应比输入更低（见刚性风力机振动频谱），但这种结构在有部分载荷输入的1P状态下，响应会增加。

从图3-39中可以看到以另一种不同方式表示的结果，随着激励频率（3P）与第一阶纵向弯曲塔架频率比变化，图中显示了有关输入疲劳的塔架疲劳响应（材料系数$m=3$）的振幅，根据基本振动理论，当该比值增加时，振幅会减小。图3-39中也显示了概念型风力机（RWT）的运行范围，从图中可以看到，在曲线末尾处，输入载荷的频率与塔架特征频率的比值接近1，但这就相当于风速很低的情况下，输入载荷也会很低。

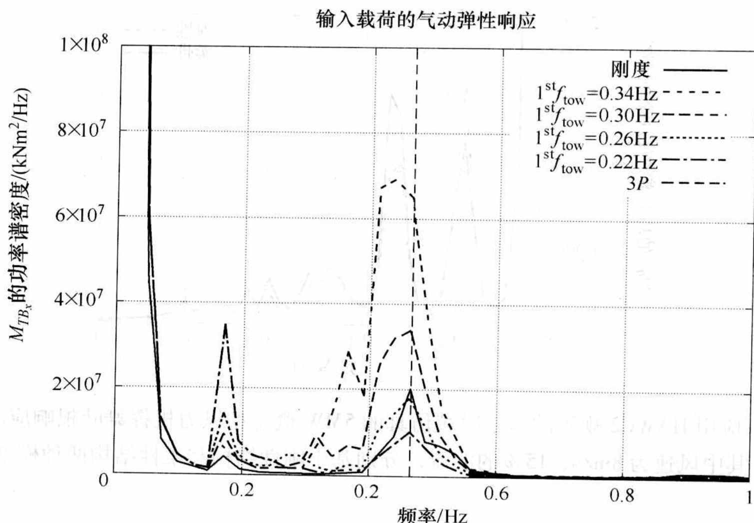


图 3-38　塔底弯矩 M_{TB_x} 对于不同塔架刚度值的功率谱，基于使用 HAWC2 代码并在 5MW RWT 风力机上进行的 8m/s 和 15% 湍流下的仿真

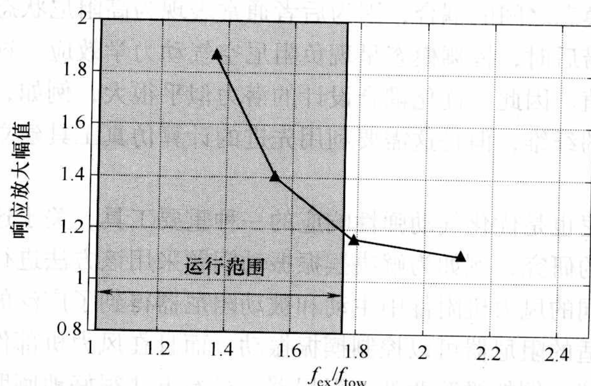


图 3-39　塔架气动弹性响应放大幅值以及激励频率（3P）与第一阶塔架弯曲特征频率的比率

此外，在图 3-40 中绘出了同样的 5MW RWT 无限刚性体和柔性体结构的叶根挥舞弯曲力矩功率谱。对比两种功率谱，可以看到，对于刚性体结构设计的风力机，在 1P 处风力机获得最大能量，这是因为在该频率下，输入风功率最大（见图 3-34b）。对于柔性体设计的风力机而言，功率谱中峰值出现在 2P 处，这是因为许多风力机的固有频率与该频率接近。

前述例子表明，在设计过程中，记录相关于载荷输入频带的气动弹性模态频率具有重要意义。通过不同气动弹性风力机模态特征频率合理的定位，可以使风力机

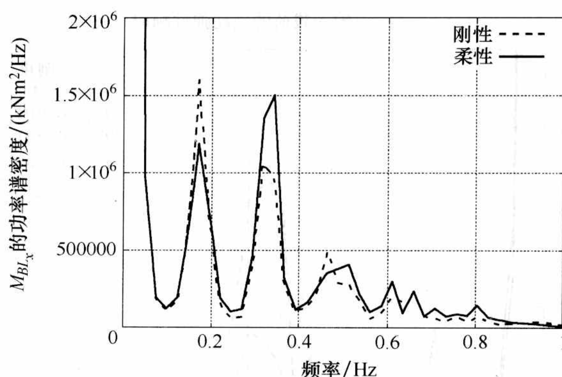


图 3-40　应用 HAWC2 规则的基于时域仿真的 5MW 概念型风力机挥舞叶根响应的功率谱，其中风速为 8m/s，15% 的湍流，分别基于刚性结构和柔性结构两种模型

疲劳载荷大幅减小。

工具箱中另一个重要设计方法是增加低阻尼气动模态和高阻尼气动模态间的解耦。之前描述的摆振振动问题的解决就是一个很好的例子，在这里主要任务是增加摆振模态和挥舞模态之间的耦合，因为后者通常表现为高阻尼状态。甚至在某种情况下，例如失速滞后时，挥舞模态呈现负阻尼空气动力学效应，这将限制这种振动的振幅超出限幅值。因此，优化耦合设计的潜力似乎很大，例如，可以按照合适的方向处理叶片中的纤维，但是这需要利用先进的计算仿真工具建立详细的耦合模型进行研究。

增加结构阻尼也是优化气动弹性响应的一种重要工具，关于这种方法此前已有学者进行了深入的研究，例如为解决摆振振动问题采用该方法进行了研究。

在过去，不同的风力机附件中主动和被动阻尼器得到了广泛的应用，另外，不仅叶片中采用合适的阻尼器可以控制摆振振动，而且在风力机部件中也应用了合适的调谐阻尼器系统，例如机舱背部的阻尼器。最新方法很好地阐明了叶片模态与风力机其他部分的动态耦合过程。此外，塔架振动也常采用阻尼器系统进行抑制。

最后，变桨距系统常被用来抑制塔架以及风轮载荷，变桨距控制在风力机不同部件阻尼抑制中有所不同，例如在塔架顶端时应加快变桨距控制。另外通过控制发电机转矩，可以有效控制横向塔架振动，关于这点在前文已进行了论述。

3.5　未来趋势

未来风力机设计和概念的趋势受多种参数和条件影响，并且不仅仅由潜在的科技成果而决定。陆上风力机和海上风力机所占份额即是如此，例如，对于海上风力机应用的一个重要参数可能采取不同的发展途径，也许比陆上风力机机型更大且叶

尖速更高。

3.5.1　采用表面或者边界层控制以减小载荷

在最近 5 ~ 7 年，通过控制表面，如柔性尾缘襟翼（Buel 等，2005）或者控制边界层，如使用射流而控制叶片气动载荷的研究日益增多。研究成果的背景是目前最大的风力机叶片长度已达 63m，并且不久的将来可能会达到 70 ~ 80m。对于如此大的叶片，沿着叶片方向采用分布式控制成为了必需，因为在不同半径位置处入流情况大不相同。另外，为了抑制单独的气动弹性形变模态，必须采用分布式控制技术。如 Andersen 等（2009）在图 3-41 所表明的一样，柔性尾缘襟翼覆盖了整个叶片尾缘，但仅仅少数几部分是主动尾缘。Andersen 等（2009）报告中计算了分别对应于一片襟翼、两片襟翼及三片襟翼覆盖整个叶片的 10%、20% 及 30% 时，叶片挥舞疲劳力矩可以减小 25%、34% 及 37%。

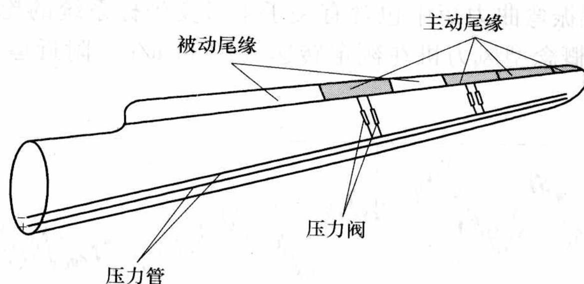


图 3-41　采用襟翼减少风力机叶片载荷的说明（Andersen 等，2010）

如 Larsen，Madsen 等（2004）在报告中所述，统一变桨距和独立变桨距可以实现减少载荷超过 20% ~ 25%，但带来的挑战是需要更多精确控制信号。使用传感器监测叶片及叶片加速情况，或者监测风流过叶片时的压力（压力传感器），或者测量叶片的入流风，例如使用五孔皮托管可以测量。此外，Andersen 等学者的研究（2009）表明传感器信号的时延和噪声对于通过襟翼减少载荷的控制是非常关键的。当前在 MW 级风力机上实现尾缘襟翼的主要障碍是系统鲁棒性和可靠性仍旧未取得实质进展。

3.5.2　采用弯曲/变桨距耦合的柔性叶片

采用变桨距控制耦合叶片的挥舞弯曲是一种有效改变叶片气动弹性响应的方法，这是因为，桨叶的变化直接耦合到叶片部分的攻角形变中，因此也耦合到了翼型部分的气动载荷中。来自美国 Sandia 实验室 Ashwill 等（2010）最近的研究结果表明，同样载荷条件下，相对于基准旋翼的 Zond 750 测试风力机，变桨距风力机捕获的能量每年多 10% ~ 12%。

由于风轮平面内叶片的扫掠，新型叶片存在襟翼扭曲耦合现象，并且通过增加风轮直径在设计中已包含了低载荷设计理念。较大的叶片形变也能引起弯曲/扭转

耦合，随着现代风力机规模扩大，几兆瓦的大规模风力机要求更轻便的叶片设计，以便减少重量引入的载荷（重量增加是尺寸扩大因子的三次方），并且规模的扩大也增加了成本效率。为使叶片质量减小可以通过减小叶片壁厚同时采用更先进材料增加叶片强度来实现，也可通过设计细长型叶片实现（减小叶片桁架弦杆）。下述的当前设计趋势，对于特定形状的叶片而言，减小重量的同时也降低了叶片刚性，因此叶片也变得更具有弹性。

可以确定的是，正常运行时具有较大弹性的 MW 级风力机叶片可以经受得住超过其自身半径 10% 的挥舞形变（Riziotis 等，2008）。根据 3.2.1 节中所述，如此大的形变会引起结构非线性耦合作用，这在较小尺寸较为刚性的叶片上不会出现。各种耦合中的一种会显著增加叶片的扭转载荷称为弯曲扭转耦合，这点在 3.2.1 节中已经提出了。如图 3-42 所表明的一样，当叶片呈现很大的挥舞形变并且叶片曲率很高时，局部摆振弯曲力矩中包含有关于未形变坐标系统的捻度分量。图 3-42 中，显示了 5MW 概念型风力机在额定转速（约 11m/s）附近运行的叶尖扭转角-时间曲线。

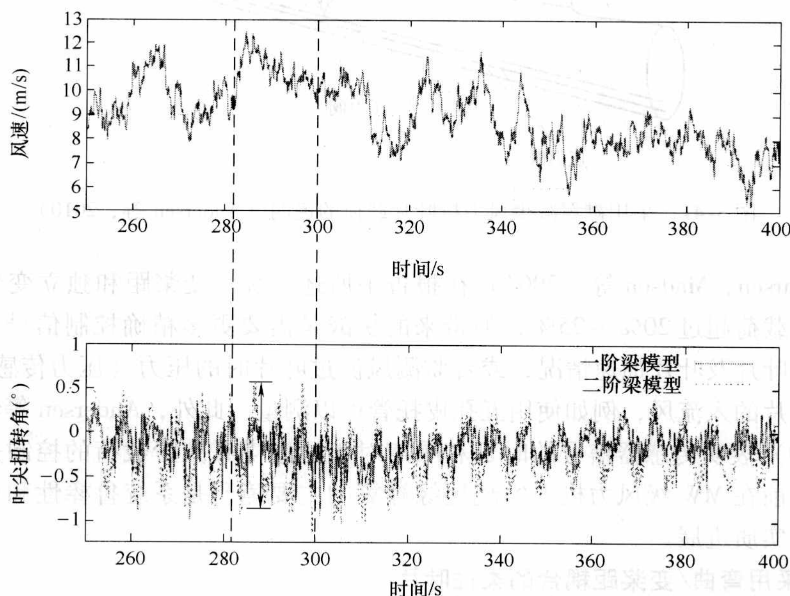


图3-42　5MW 风力机叶尖处扭转角和风速的时间序列（平均风速为 8m/s）

对照采用一阶和二阶模型预测的扭转形变可以得知，采用更高阶模型获得的扭转角振动幅值也会较高。同时也应该注意到，当风力机运行在接近额定条件时，即风力机所受推力较大时，挥舞形变将达到最大。图 3-43 中所示的等效叶根扭转力矩的预测表明，在额定风况下，变桨距轴承所受载荷比传统的采用一阶模型的预测值两倍还多。

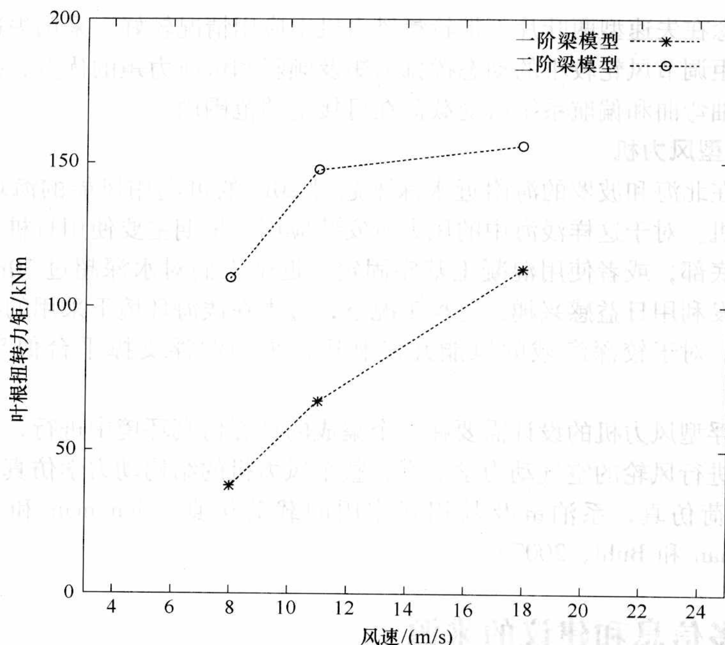


图 3-43 叶根扭转力矩的等效疲劳载荷（1Hz，$m=12$）

3.5.3 集成设计

未来的风力机设计，将会存在许多子系统，例如，载荷缓冲吸收系统，振动控制系统或者噪声抑制系统，为减少载荷输入及其在部件间的传导，现代风力机将被设计为低重量且柔性结构型风力机。这种风力机必须在集成环境中进行开发设计，并且需要改进设计工具及设计过程，以便在一个完全耦合的系统中进行空气动力学、气动弹性及控制属性的优化。

3.5.4 变桨或失速控制

采用定速和异步发电机运行的失速型风力机，由于其自身的坚实的结构，在 20 世纪 80 ~ 90 年代现代风力机发展之初取得了极大的成功。此后，为更好地调整风力机峰值功率及风力机的停机操作，引入了主动失速控制。此外，在近期风电场的建设中，这个理念得到了应用，2003 年投入运行的丹麦 Rødsand 165MW 风电场 72 台 Bonus 能源公司的风力机即是如此。Akhmatov 和 Nielsen（2005）描述了该风电场主动失速控制的应用，当发生短路故障时，该技术的应用可以暂时减少机械功率的输入并有助于电网电压恢复，这也是丹麦输电网运营商所要求的。可以看到，不具备变速运行和变桨距控制的风力机也能满足电网要求。

主动失速概念解决了定桨失速发电机的主要问题，但另一方面，这也使得整个系统像具有叶片完全变桨距系统的风力机一样复杂，其复杂性可与变速变桨距型风力机相比拟，但却比变速变桨距型风力机降低了变桨距主动性。

旋翼概念在失速型两叶片不带轮毂风力机中应用情况较好。采用失速控制风轮具有比变桨距调节风轮较小的动态挥舞力矩及倾斜和偏航力矩的优点，因此，应用该设计可使轴弯曲和偏航系统所受载荷在可接受的范围内。

3.5.5 漂浮型风力机

今天，在北海和波罗的海附近水深不超过 20m 的可利用风能的海域已经全部安装了风力机。对于这样浅海中的风力机安装应用，早期主要使用打桩机在海床上固定风力机底部，或者使用混凝土基座固定。近来人们对水深超过 30m 的海上潜在风能的开发利用日益感兴趣，这种工况下，过去在浅海环境下采用的技术已不再具有经济性。对于较深海域的风能开发利用，采用漂浮支撑平台似乎更为经济可行。

这种漂浮型风力机的设计需要在一个集成的计算仿真环境中进行，该计算仿真环境中可以进行风轮的空气动力学仿真，整个风力机的结构动力学仿真，波浪和支撑平台的载荷仿真，系泊链及其相互作用的载荷仿真（Jonkman 和 Sclavounos，2006；Jonkman 和 Buhl，2007）。

3.6 更多信息和建议的来源

除在之前部分中提到的文献资料外，读者可以在以下几本书中获得更多的关于气动弹性基本原理的相关信息（Bisplinghoff 等，1955；Dowell，1995；Fung，1955）。尤其是关于旋翼机应用方面，尽管 Johnson（1980）和 Bielawa（2006）重点研究领域在航空方面（直升机旋翼和飞机螺旋桨），但其著作的两本书都是非常优秀的。关于风力机方面，气动弹性相关的文献资料很有限，在 Hansen（2008）著作中可以找到一些相关资料，在许多杂志刊物中刊载了前述章节中所有问题的讨论及相关处理情况。此外，可以在讲述风力机气动弹性研究进展的相关综述性论文中找到（Rasmussen 等，2003；Hansen 等，2006；Hansen，2007）专门的参考文献。最后，有兴趣深入了解有限元分析和梁模型的读者，可以查阅 Bathe（1996），Zienkiewicz 和 Taylor（1994），Crisfield（1998）等著作的经典书籍。

3.7 参考文献

Akhmatov, V and Nielsen, A H (2005), 'Fixed-speed active-stall wind turbines in offshore applications', *Euro Trans Electr Power*, 15, 1–12.

Andersen, P B, Henriksen, L, Gaunaa, M, Bak, C and Buhl, T (2009), 'Deformable trailing edge flaps for modern megawatt wind turbine controllers using strain gauge sensors', *Wind Energy*, 13(2–3), 193–206.

Ashwill, T D, Kanaby, G, Jackson, K and Zuteck, M (2010), 'Development of the swept twist adaptive rotor (STAR) blade', *Paper AIAA 2010–1582, 48th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition*, 4–7 January, Orlando, FL

Bathe, K J (1996), *Finite Element Procedures*, Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ.

Bielawa, R L (2006), *Rotary Wing Structural Dynamics And Aeroelasticity*, AIAA education series, Reston, VA.

Bisplinghoff, R L, Ashley, H and Halfman, R L (1955), *Aeroelasticity*, Addison-Wesley, Cambridge, MA.

Buhl, T, Gaunaa, M and Bak, C (2005), 'Potential load reduction using airfoils with variable trailing edge geometry', *Journal of Solar Energy Engineering*, 127, 503–16.

Chaviaropoulos, P K (2001), 'Flap/lead-lag aeroelastic stability of wind turbine blades', *Wind Energy*, 4, 183–200.

Chaviaropoulos, P, Politis, E S, Sørensen, N N, Hansen, M, Bulder, B H, Winkelaar, D, *et al.* (2003), 'Recent advances on damped wind turbine rotor blades, the DAMPBLADE project', *Proceedings of the 2003 European Wind Energy Conference and Exhibition*, 16–19 June, Madrid, Spain.

Coleman, R P and Feingold, A M (1957), *Theory of Self-excited Mechanical Oscillations of Helicopter Rotors with Hinged Blades*, NASA TN 3844.

Crisfield, M A (1998), *Non-linear Finite Element Analysis of Solids and Structures, Essentials*, John Wiley and Sons, New York.

DNV-OS-J101 (2004), *Design of Offshore Wind Turbine Structures*, Det Norske Veritas, Offshore standard.

Dowell, E H (Ed.) (1995), *A Modern Course in Aeroelasticity*, Kluwer Academic, London.

Frandsen, S (2003), *Turbulence and Turbulence Generated Fatigue in Wind Turbine Clusters*, Risø report R-1188.

Fung, Y C (1955), *An Introduction to the Theory of Aeroelasticity*, John Wiley and Sons, New York.

Hansen, M H (2003), 'Improved modal dynamics of wind turbines to avoid stall-induced vibrations', *Wind Energy*, 6, 179–95.

Hansen, M H (2004), 'Aeroelastic stability analysis of wind turbines using an eigenvalue approach', *Wind Energy*, 7, 133–43.

Hansen, M H (2007), 'Aeroelastic instability problems for wind turbines', *Wind Energy*, 10(6), 551–77.

Hansen, M H and Buhl, T (2006), *Design Guidelines for Passive Instability Suppression – Task 11 Report*, Technical report of STABCON project (NNK5-CT 2002–00627 contract), Risoe-R-1575(EN), RISOE National Laboratory.

Hansen, M O L (2008), *Aerodynamics of Wind Turbines*, Earthscan, London.

Hansen, M O L, Soerensen, J N, Voutsinas, S, Sorensen, N and Madsen, H Aa (2006), 'State of the art in wind turbine aerodynamics and aeroelasticity', *Progress in Aerospace Sciences*, 42, 285–330.

Hodges, D H (1990), 'A mixed variational formulation based on exact intrinsic equations for dynamics of moving beams', *International Journal of Solids and Structures*, 26(11), 1253–73.

Hodges, D H (2003), 'Geometrically exact, intrinsic theory for dynamics of curved and twisted anisotropic beams', *AIAA Journal*, 41(6), 1131–37.

Hodges, D H and Dowell, E H (1974), *Nonlinear Equations of Motion for the Elastic Bending and Torsion of Twisted Non-Uniform Rotor Blades*, NASA TN D-7818.

Hodges, D H and Yu, W (2007), 'A rigorous, engineer-friendly approach for modelling realistic composite rotor blades', *Wind Energy*, 10, 179–93.

IEC61400-1 (2005), *Wind Turbines – Part 1: Design Requirements*, International Electrotechnical Commission, Geneva, Switzerland.

IEC61400-3 (2005), *Wind Turbines – Part 3: Design Requirements for Offshore Wina Turbines, IEC TC88 WG3*, International Electrotechnical Commission, Geneva.

Switzerland.

Johnson, W (1980), *Helicopter Theory*, Princeton University Press, Princeton, NJ.

Jonkman, J M (2005), *NREL 5 MW Baseline Wind Turbine*, Technical report, NREL/NWTC.

Jonkman, J M and Buhl, M L Jr. (2007), 'Development and verification of a fully coupled simulator for offshore wind turbines', *AIAA Paper 2007–0212, 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibition, Wind Energy Symposium*, Reno, Nevada, 8–11 January.

Jonkman, J M and Sclavounos, P D (2006), 'Development of fully coupled aeroelastic and hydrodynamic models for offshore wind turbines', *AIAA Paper 2006–0995, 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibition, Wind Energy Symposium*, Reno, Nevada, 10–12 January.

Kaimal, J C, Wyngaard, J C, Izumi, Y and Cote, O R (1972), 'Spectral characteristics of surface-layer turbulence', *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 98, 563–98.

Kallesøe, B S (2007), 'Equations of motion for a rotor blade, including gravity pitch action and rotor speed variations', *Wind Energy*, 10, 207–30.

Kallesøe, B S and Hansen, M H (2010), 'Lateral tower load mitigation by generator torque control', *Paper AIAA 2010–1001 presented at 48th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition*, 4–7 January, Orlando, FL.

Kristensen, L and Frandsen, S (1982), 'Model for power spectra of the blade of a wind turbine measured from the moving frame of reference', *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 10(2), 249–62.

Larsen, G C, Madsen, H Aa, Thomsen, K and Larsen, T J (2008), 'Wake meandering: a pragmatic approach', *Wind Energy*, 11, 377–95.

Larsen, T J (Ed.) (2009), *How 2 Hawc2, the User's Manual*. Risø-r-1597 (ver.3–7)(en), Risø National Laboratory, Roskilde, Denmark.

Larsen, T J, Hansen, A and Buhl, T (2004), 'Aeroelastic effects of large blade deflections for wind turbines', *Proceedings of the special topic conference: The science of making torque from wind*, Roskilde, Denmark, pp. 238–46.

Larsen, T J, Madsen, H Aa, Hansen, A M and Thomsen, K (2005), 'Investigation of stability effects of an offshore wind turbine using the new aeroelastic code HAWC2', *Proceedings (CD-ROM), Copenhagen Offshore Wind Conference 2005*, 25–28 September, Copenhagen, p. 6.

Larsen, T J, Madsen, H Aa and Thomsen, K (2004), 'Active load reduction using individual pitch, based on local blade flow measurements, *Wind Energy*, 8, 67–80.

Larsen, T J, Madsen, H Aa, Thomsen, K and Rasmussen, F (2007), 'Reduction of teeter angle excursions for a two-bladed downwind rotor using cyclic pitch control', *Proceedings of the 2007 European Wind Energy Conference and Exhibition, Milan (IT)*, EWEA, Brussels, 7–10 May, p. 9.

Leishman, J G and Crouse, G L (1989), *State-Space Model for Unsteady Airfoil Behavior and Dynamic Stall*, AIAA Paper 89–1319 CP.

Lobitz, D W (2005), 'Parameter sensitivities affecting the flutter speed of a MW-sized blade', *Journal of Solar Energy Engineering, Transaction of the ASME 2005*, 127, 538–43.

Madsen, H Aa, Larsen, G C, Mikkelsen, R and Troldborg, N (2008), 'Wake deficit and turbulence simulated with two models compared with inflow measurements on a 2 MW wind turbine in wake conditions', *Proceedings from EWEC2008*, 31 March – 3 April

2008, Scientific Track, Brussels, Belgium.
Mann, J (1994), 'The spatial structure of neutral atmospheric surface-layer turbulence', *Journal of Fluid Mechanics*, 273, 141–68.
Mann, J (1998), 'Wind field simulation', *Probabilistic Engineering Mechanics*, 13(4), 269–82.
Markou, H, Hansen, M H, Buhl, T, Engelen, T van, Politis, E S, Riziotis, V A, *et al.* (2007), 'Aeroelastic stability and control of large wind turbines – main results', *Proceedings of the 2007 European wind energy conference and exhibition*, 7–10 May 2007, Milan, Italy.
Petersen, J T, Madsen, H Aa, Björck, A, Enevoldsen, P, Øye, S, Ganander, H, *et al.* (1998), *Prediction of Dynamic Loads and Induced Vibrations in Stall. Risø-R-1045(EN)*, Risø National Laboratory, Roskilde, Denmark.
Petot, D (1989), 'Differential equation modelling of dynamic stall', *Recherché Aerospatiale*, 5, 59–72.
Politis, E S, Chaviaropoulos, P K, Riziotis, V A, Voutsinas, S G and Romero-Sanz, I (2009), 'Stability analysis of parked wind turbine blades', *Proceedings of the EWEC 2009*, 16–19 March, Scientific Track, Marseille, France.
Rasmussen, F, Hansen, M H, Thomsen, K, Larsen, T J, Bertagnolio, F, Johansen, J, *et al.* (2003), 'Present status of aeroelastcity of wind turbines', *Wind Energy*, 6, 213–28.
Riziotis, V A and Voutsinas, S G (1997), 'Gast: a general aerodynamic and structural prediction tool for wind turbines', *Proceedings of the EWEC 1997*, October 1997, Dublin, Ireland, pp. 448–52.
Riziotis, V A and Voutsinas, S G (2006), 'Advanced aeroelastic modeling of complete wind turbine configurations in view of assessing stability characteristics', *Proceedings of the EWEC*, 27 February–2 March, Scientific Track, Athens, Greece.
Riziotis, V A, Voutsinas, S G, Politis, E S and Chaviaropoulos, P K (2004), 'Aeroelastic stability of wind turbines: the problem the methods and the issue', *Wind Energy*, 7, 373–92.
Riziotis, V A, Voutsinas, S G, Politis, E S, Chaviaropoulos, P K, Hansen, A M, Madsen, H A, *et al.* (2008), 'Identification of structural non-linearities due to large deflections on a 5 MW wind turbine blade', *Proceedings of the EWEC*, 31 March–3 April, Scientific Track, Brussels, Belgium.
Schepers(editor), J G, Heijdra, J J, Foussekis, D, Øye, S, Rawlinson Smith, R, Belessis, M, *et al.* (2002), *Verification of European Wind Turbine Design Codes, VEWTDC: Final Report*. Technical report ECN-C-01-055, Netherlands Energy Research Foundation ECN. Available from: http://www.ecn.nl/publicaties/default.aspx?nr=ECN-C-01-055 [Accessed 7 Feb 2010].
Thomsen, K and Madsen, H Aa (2004), 'A new simulation method for turbines in wake – applied to extreme response during operation', *Wind Energy*, 8, 35–47.
Thomsen, K, Petersen, J T, Nim, E, Øye, S and Petersen B A (2000), 'A method for determination of damping for edgewise blade vibrations', *Wind Energy*, 3, 233–46.
Zienkiewicz, O C and Taylor, R L (1994), *The Finite Element Method Volume 1 and 2*, McGraw-Hill, London.

第 4 章 风力机尾流和风电场空气动力学

J. N. SØRENSEN，丹麦技术大学，丹麦

摘要：本章介绍了风力机空气动力学的多个方面。风力机空气动力学对于风力机叶片的设计和建设是最核心的科目。连同建设翼型数据的指导方针，介绍了叶素动量理论。提供了风力机风轮和尾流的先进数值模拟（计算流体力学）工具的概述。这包括风轮预测以及模拟风力机尾流和风电场中气流的模型。最后，讨论了关于风力机空气动力学的未来趋势。

关键词：风轮空气动力学，叶素动量（BEM）理论，计算流体力学（CFD），尾流，风电场

4.1 引言

空气动力学涉及风力机叶片和固体结构上气动力的建模与预测。气动模型通常与风况和结构动力学模型结合在一起。用于预测性能与结构挠度的综合气动弹性模型是风力机设计、开发和优化的先决条件。空气动力学是风能中最古老的科学。通过使用简单轴向动量与能量因素，Lanchester（1915）和 Betz（1920）预测即使一台理想的风力机也不能开发超过 59.3% 的通过风轮盘的风能。Glauert（1935）取得了一项主要突破，他设计推导了叶素动量（BEM）理论。这一理论从此被扩充了很多规则，是今天工业中使用的所有风轮设计规范的基础。

作用在风力机上的力是由到来的风支配的，风随时间和空间变化，因此风电场的随机描述与风力机叶片和固体结构的动态建模形成了气动设计方法论的固有部分。当风向改变时，会出现未对准旋转轴的情况。这造成攻角的周期性变化，使轴对称流入条件的假设无效。当一台风力机运行在其最优状态，气动失速在叶片的一些部分总是存在的。为了应对所有这些不同的运行状态，由 Glauert（1935）推导了基本稳定和轴对称的 BEM 模型，该模型已被使用基于各种经验的修正进行了扩展。作为选择的是，BEM 模型可以被 Navier-Stokes 计算代替。然而这种类型的计算仍然需要太多计算能力作为设计周期的一部分。气动建模也可能涉及风力机特定部分的设计，例如风轮叶片几何形状或者风电场性能预测。在这种情况下，Navier-Stokes 计算可能是能够提供足够详细信息的唯一选择。

4.2　一维动量理论

首先讨论由 Rankine（1865）、WFroude（1878）和 REFroude（1889）发明的简单轴向动量理论。考虑速度为 U_0 的轴流通过面积为 A 的驱动盘，具有恒定轴向载荷（推力）T。假设 u_R 是风轮平面中的轴向速率，u_1 是极限尾流的轴向速率，其中空气已经恢复其不受干扰的压力值 $p_1=p_0$，并且假设 ρ 表示空气密度。现在考虑包围风轮圆盘流管的一维（1D）模型（见图 4-1）。其中 A_0 和 A_1 分别是风轮上游和下游远端的截面积。

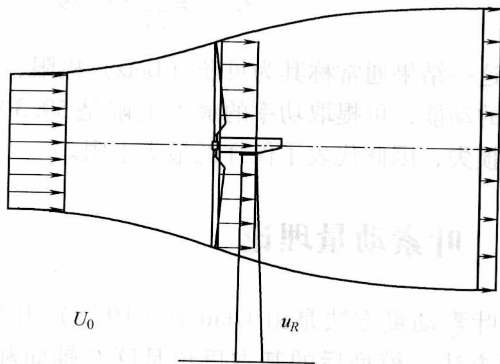


图 4-1　一维驱动盘的控制量

连续性方程式要求在每个截面中的质量流量 $\dot{m}$ 是常数。

$$\dot{m}=\rho U_0 A_0=\rho u_R A=\rho u_1 A_1 \tag{4-1}$$

对于所考虑流管的轴向动量平衡，忽略流管上压力的影响，推导得出推力的以下方程式：

$$T=\dot{m}(U_0-u_1)=\rho u_R A(U_0-u_1) \tag{4-2}$$

在风轮之前及之后应用 Bernoulli 方程式，发现滑流中空气上部的总压力已经减少了以下量：

$$\Delta p=1/2\rho(U_0^2-u_1^2) \tag{4-3}$$

发生在风轮上的压降以及表示推力为 $T=A\Delta p$。

联合式（4-2）和式（4-3），可以得到众所周知的结果：

$$u_R=1/2(u_1+U_0) \tag{4-4}$$

引入轴向干涉因子如下：

$$a=\frac{U_0-u_R}{U_0} \tag{4-5}$$

得到 $u_R=(1-a)U_0$ 和 $u_1=(1-2a)U_0$。从式（4-2）中得到推力和功率提取的以下表达式：

$$T=2\rho AU_0^2 a(1-a) \tag{4-6}$$

$$P=u_R T=2\rho AU_0^2 a(1-a)^2 \tag{4-7}$$

分别引入无量纲推力和功率因数

$$C_T\equiv\frac{T}{1/2\rho AU_0^2},\quad C_P\equiv\frac{P}{1/2\rho AU_0^3} \tag{4-8}$$

得到：

$$C_T = 4a(1-a), \quad C_P = 4a(1-a)^2 \tag{4-9}$$

求功率因数关于轴向干涉因子的微分，可以得到最大可获得功率如下：

$$C_{P\max} = \frac{16}{27} = 0.593 \quad \text{对于} \quad a = \frac{1}{3} \tag{4-10}$$

这一结果通常称其为贝茨（Betz）极限，论述了与圆盘具有相同截面的流管所包含的动能，可提取功率的最大上限是59.3%。然而，它不包括由于尾流旋转造成的损失，因此代表了保守的最大上限。

4.3 叶素动量理论

叶素动量方法是由Glauert（1935）开发的，作为分析和设计风轮叶片的实用方法。模型后的基本思想是联合轴向和角动量，具有叶素片条理论决定的力和力矩。在差分元素上应用轴向动量方程式，即一个环面由两个流表面组成，可得到：

$$\mathrm{d}T = \rho u(U_0 - u_1)2\pi r\mathrm{d}r + \int_{CV} p\mathrm{d}\boldsymbol{A} \cdot \boldsymbol{e}_x \tag{4-11}$$

式中，$2\pi r\mathrm{d}r$ 是风轮盘面积，其上作用了局部推力 $\mathrm{d}T$，积分是力的轴向分量，力由环状控制体积上的压力施加。在BEM理论中，作为一种近似假设来自轴向动量上压力的贡献可以忽略，因此式（4-11）可以写成：

$$\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}r} = \rho u_R(U_0 - u_1)2\pi r \tag{4-12}$$

应用角动量平衡，可得到：

$$\frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}r} = \rho u_R r u_\theta 2\pi r \tag{4-13}$$

式中，u_θ是风轮后的方位角速率。假设 $u_R \approx 1/2\ (U_0 + U_1)$ 对于差分元素也是有效的，并引入方位角干涉因子为 $a' = u_\theta/(2\Omega r)$，其中 Ω 表示风轮角速率，式（4-12）和式（4-13）显示为

$$\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}r} = 4\pi\rho U_0^2 a(1-a) \tag{4-14}$$

$$\frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}r} = 4\pi\rho r^3 U_0 \Omega a'(1-a) \tag{4-15}$$

在BEM技术中动量理论与使用表列2D翼型数据的局部叶素考虑因素相结合。使用叶素理论，轴向载荷和转矩可以分别写为

$$\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}r} = BF_n = \frac{1}{2}\rho cBV_{rel}^2 \cdot C_n \tag{4-16}$$

$$\frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}r} = BrF_t = \frac{1}{2}\rho cBrV_{rel}^2 \cdot C_t \tag{4-17}$$

式中，B 是叶片数量，c 是局部弦长度，V_{rel}是相对流速，如翼型所示，F_n和 F_t分别是每个叶片上轴向和切线方向的载荷，C_n和 C_t表示对应的2D 力系数。

力系数与升力和阻力系数相关联，如下式所示：

$$C_n = C_l\cos\phi + C_d\sin\phi \tag{4-18}$$

$$C_t = C_l\sin\phi - C_d\cos\phi \tag{4-19}$$

式中，ϕ 表示风轮平面与相对速率之间的角度（见图 4-2）。从叶素中的速率三角形推导出：

$$\sin\phi = \frac{U_0(1-a)}{V_{rel}}, \quad \cos\phi = \frac{\Omega r(1+a')}{V_{rel}} \tag{4-20}$$

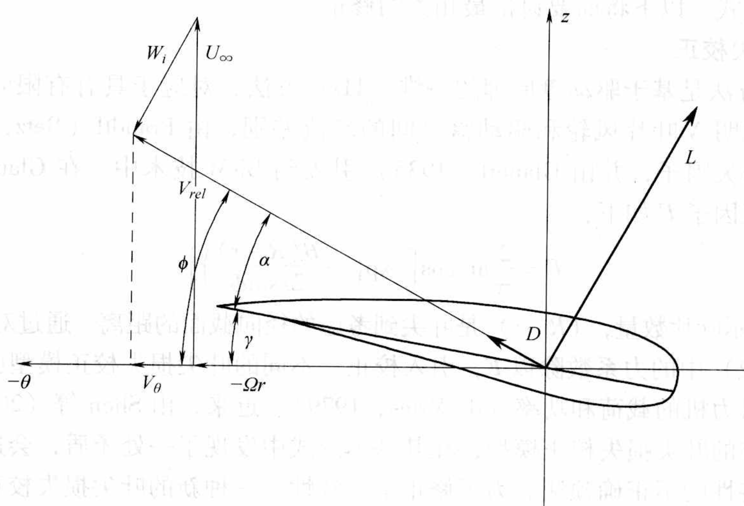


图 4-2　翼型元素截面

式中定义诱导速度为 $W_i = (-aU_0,\ -a'\Omega r)$，并给出相对速率如下：

$$V_{rel} = \sqrt{U_0^2(1-a)^2 + \Omega^2 r^2(1+a')^2} \tag{4-21}$$

根据式（4-20）可得到：

$$V_{rel}^2 = \frac{U_0^2(1-a)^2}{\sin^2\phi} = \frac{U_0(1-a)\Omega r(1+a')}{\sin\phi\cos\phi} \tag{4-22}$$

将这些表达式代入式（4-16）和式（4-17），可得到：

$$\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}r} = \frac{\rho BcU_0^2(1-a)^2}{2\sin^2\phi} \cdot C_n \tag{4-23}$$

$$\frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}r}=\frac{\rho BcU^2(1-a)\Omega r^2(1+a')}{2\sin\phi\cos\phi}\cdot C_t \tag{4-24}$$

联合式（4-14）、式（4-15）和式（4-23）、式（4-24），可得到：

$$a=\frac{1}{4\sin^2\phi/(\sigma C_n)+1} \tag{4-25}$$

$$a'=\frac{1}{4\sin\phi\cos\phi/(\sigma C_t)-1} \tag{4-26}$$

式中，$\sigma=Bc/2\pi r$ 是风轮实度。为确定气流状态和载荷，在沿着叶片不同的径向截面上解这些方程式。可以用如下方式非常有效地解这些方程式：①假定合适的 a 和 a' 值。②从式（4-20）计算气流角并确定攻角，$\alpha=\phi-\gamma$，其中 γ 是本地桨距角（见图 4-2）。③从表列翼型数据中确定力系数。④从式（4-25）和式（4-26）计算 a 和 a'，并继续迭代直至收敛。虽然使用简单，但是严格地说这些方程式仅对于运行在平稳轴对称气流状态下的风轮是有效的。实际中，它们需要修正以应对现实的运行模式。以下将简要讨论最相关的修正。

4.3.1 叶尖校正

BEM 方法是基于驱动盘原理的一维（1D）方法，对应于具有有限叶片数量的风轮。为说明 N 叶片风轮和驱动盘之间的环流差别，由 Prandtl（Betz，1919）推导了叶尖损失因子，并由 Glauert（1935）引入到 BEM 技术中。在 Glauert 的方法中引入校正因子 F 如下：

$$F=\frac{2}{\pi}\arccos\left[\exp\left(-\frac{B(R-r)}{2r\sin\phi}\right)\right] \tag{4-27}$$

式中，B 表示叶片数量，$(R-r)$ 是叶尖到考虑的径向截面的距离。通过对式（4-21）和式（4-22）中的力系数除以 F，引入校正。不同的叶尖损失校正模型已经被开发出来计算风力机的载荷和功率（de Vries，1979）。近来，由 Shen 等（2005a）分析了一些现有的叶尖损失校正模型，在其基本形式中发现了一处矛盾，会造成接近叶尖处气动特性的不正确预测。为了修正不一致性，一种新的叶尖损失校正模型被提出，并与标准 BEM 模型（Shen 等，2005a）和基于 Navier-Stokes 的驱动盘模型（Shen 等，2005b）结合起来进行测试。

4.3.2 湍流尾流

当轴向干涉因子变大超过 0.4，风轮开始运行在湍流尾流状态且轴向动量理论不再有效（见 Stoddard，1977 或 Sørensen 等，1998）。在湍流尾流状态下，通过使用推力系数和轴向干涉因子之间的经验关系，可以发展一种解决方案。可以使用不同的关联（例如 Spera，1994 或者 Eggleston 和 Stoddard，1987）。以下给出了由 Spera（1994）提出的表达式：

如果

$$a<a_c,\ a=\frac{1}{\dfrac{4F\sin^2\varphi}{\sigma C_n}+1} \tag{4-28}$$

如果　$a > a_c, a = \frac{1}{2}\left[2 + K(1 - 2a_c) - \sqrt{[K(1-2a_c)+2]^2 + 4(Ka_c^2 - 1)}\right]$　(4-29)

式中，$a_c = 0.2$ 和 $K = \frac{4F\sin^2\varphi}{\sigma C_n}$。

4.3.3　偏航误差

当风轮圆盘没有正向迎风时，出现了偏航误差，诱导速度将遭受方位角的变化。这种情况下，尾流与自由的风向不一致，也不可能应用通常的控制量分析。解决该问题的一个方法是维持控制量，并且指定一依赖于方位角的诱导。实际中，通过计算平均诱导和规定一个函数给出诱导的方位角依赖度来工作。下面简单的公式已由 Snel 和 Schepers（1995）提出：

$$w_i = w_{i0}\left[1 + \frac{r}{R}\tan\left(\frac{\chi}{2}\right)\cos(\theta_{blade} - \theta_0)\right] \tag{4-30}$$

式中，w_{i0}是环平均诱导速度；χ 是尾流倾斜角，它不等于偏航角，因为偏航的诱导速度改变了尾流中的平均气流方向。在这里使用的符号中，θ_{blade}表示叶片的方位角位置，θ_0是尾流中叶片最深处的方位角位置。

4.3.4　动态尾流

动态尾流或者动态入流提及了不稳定的气流现象，影响风轮上的载荷。在真实的气流状况中，风轮遭受来自连贯阵风、偏航误差和控制作用，例如变桨距和偏航造成的不稳定。当气流随时间改变，尾流从一个平衡状态到另一个会发生时间延迟。一个初始改变引起后缘涡分布的变化，然后向下游对流，在一段时间后首先会体现在诱导速度中。然而，BEM 方法的简单形式基本上是稳定的；因此不稳定的影响必须作为一个“附加”被包括进去。在欧洲 CEC Joule Ⅱ计划“动态入流：偏航状态与部分变桨距”（见 Schepers 和 Snel，1995）中，开发并测试了各种动态入流模型。本质上动态入流模型通过一个指数式衰减预测时间延迟，该衰减具有与尾流的对流时间相对应的时间常数。作为一个实例，推荐下面的简单模型。

$$Rf(r/R)\frac{\mathrm{d}u_i}{\mathrm{d}t} + 4u_i(U_0 - u_i) = \frac{1}{2\pi r}\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}r} \tag{4-31}$$

式中，函数$f(r/R)$ 是联合了诱导的半经验函数。除了时间项对时间延迟负责外，该方程式可看作与轴向动量方程式（4-9）相对应。

4.3.5　风入流

为了在计算中包括实际的风输入，模拟风电场的时间历程非常重要，模仿正确的空间和时间变化。从旋转叶片的角度看模拟风的时间历程的方法，由 Veers（1988）所开发。在稍后 Mann（1998）的方法中，通过使用线性化 Navier-Stokes 方程式作为模型的基础，服从了交叉相关特征。

4.3.6　翼型数据

作为 BEM 计算的前一步，必须根据风洞测量或计算建立起 2D 翼型数据。很

多年间风力机叶片的设计都是使用测试好的航空翼型，例如 NACA 44xx 和 NACA 63-4xx 翼型，因为风力机制造商担心意外的失速行为，通常不情愿改变使用其他的翼型类型。然而，从 1990 年代初期开始，各种定制翼型被设计出来用于风力机风轮，例如 Björk（1990）、Tangler 和 Sommers（1995）、Timmer 和 Rooij（2003），以及 Fuglsang 和 Bak（2004）。为了构建一套翼型数据用于旋转叶片，有必要对翼型数据做进一步的校正以具有 3D 和旋转效果。对于入射角一直到失速的情况，Snel 等（1993）、Du 和 Selig（1998）、Chaviaropoulos 和 Hansen（2000），以及 Bak 等（2006）已经提出了旋转效果的简单校正公式。下面的表达式作为一个简单的工程方法，可以用来校正升力数据：

$$C_{l,3D}=C_{l,2D}+a(c/r)^{b}[C_{l,inv}-C_{l,2D}] \tag{4-32}$$

式中，a 和 b 是常数，a 值的范围是 2～3，b 值的范围是 1～2。一个相似的表达式可以用于阻力系数。对于更大的迎角（>45°），可以使用平板的 2D 升力和阻力系数。然而这些数据由于展弦比效应而过大，这里通常应用 Viterna 和 Corrigan（1981）的校正公式（也见 Spera，1994）。在 Hoerner（1965）中，论述对于攻角在 45°～90°之间，法向系数近似不变，并且前缘的吸力峰值总是造成小的推动力。因此，作为构造大迎角时翼型数据的一个指导方针，可以使用以下特性：

$$C_n=C_l\cos\phi+C_d\sin\phi=C_d(\alpha=90°) \tag{4-33}$$

$$C_t=C_l\sin\phi-C_d\cos\phi>0 \tag{4-34}$$

式中，$C_d(\alpha=90°)$ 的典型值是 1.2。对于攻角在失速和 45°之间的情况，翼型数据可以使用两套校正数据之间的线性插值法来确定。

因为风的波动和控制作用造成攻角经常改变，有必要包括动态失速模型以补偿与边界层和翼型尾流动态相关联的时间延迟。这一效果可由 Øye（1991）提出的简单一阶动态模型来模拟，或者可以更加先进，如在 Larsen 等（2007）的模型中也考虑附流和前缘分离，在 Leishman 和 Beddoes（1989）的模型中考虑了可压缩性效应。

4.4　风力机风轮计算流体力学建模

计算流体力学（CFD）已经成为 BEM 技术的重要补充。尽管在实际设计过程中使用 CFD 超出了现今计算机设备的能力，但是在使用 BEM 获得设计之后，CFD 可以用来校验和检查设计是否显现出任何不需要的气动特征。而且，当优化 2D 翼型形状或与简化尾流研究相关时，可以使用 CFD。在过去的 40 年间，航空学领域充分的研究活动已经带来了一系列 CFD 工具的开发。这些研究集中在有效解算法和数值方法的开发上，用于解流体方程、并网发电技术以及边界层湍流的建模。这些元素一起形成了所有 CFD 代码的基础，这些代码中的一些已经作为标准商业软件长期使用。

目前当实施 CFD 计算时，有两个主要的路线可以采用。最受欢迎的路线是基于解雷诺平均 Navier-Stokes（RANS）方程式，通过引入适合的一方程式或两方程式湍流模

型关闭系统，例如 k-ε 或者 k-ω 模型。使用这种模型，仅需计算时间平均流场，而不稳定场是通过湍流模型建模。如果气流被时标的广谱所支配，低频部分可以通过在RANS方程式中保持时间项来部分模拟。这种情况下，有时候作为不稳定RANS（URANS）被提到。RANS或者URANS的优点是能够建立具有几百万个网点的全解计算，使达到完全的3D解成为可能，甚至是在便携式电脑上。然而计算的准确度被湍流模型缺乏表示完全非定常频谱的能力所制约。因此，对于附流，准确度是完全足够的，而对于失速流则可能完全退化。这进一步通过层流-湍流转变过程呈现出复杂性，必须建模从而能够计算湍流的开始。RANS/URANS可供选择的方法是大涡模拟（LES）。LES中，Navier-Stokes方程式在计算网格上被从空间上过滤，仅有湍流的亚网格尺度部分被建模，使用所谓的亚网格尺度（SGS）模型。LES的优点是捕获了流场的全部动态，即使是在高度分离的气流状态下也能够获得准确解。然而计算价格常常非常高，即使是在大型集群系统上解并行计算算法，因为需要大量的网点来解具有高雷诺数的实际气流。与直接数值模拟（DNS）比较时，其Navier-Stokes方程式直接解，没有任何湍流的建模，而LES仍然要快几个量级。

第一个用于整个风轮叶片的完全Navier-Stokes模拟是由Sørensen和Hansen（1998）实施的，使用Menter（1993）的 k-ωSST模型。这些模拟后来由Duque等（1999，2003）和Sørensen等（2002）接着进行，与美国NREL在美国宇航局艾姆斯（NASA Ames）的实验以及附随的NREL/NWTC空气动力学盲比较试验（Schreck，2002）相结合。NREL实验已经取得了对风力机空气动力学的重大新见解，并揭示了先进风力机空气动力学预测工具的严重缺陷。特别的是发现了使用BEM技术的性能计算对于输入的叶片节段空气动力学数据极其敏感。Navier-Stokes计算一般呈现出与高达10m/s风速处测量很好的一致性。在这一风速，气流分离开始，对于更高的风速，边界层特性由失速所支配，并且计算低估了功率产出。Johansen等（2002）在处于停机状态的NREL Phase Ⅵ风轮上应用一种LES/RANS技术。当气流大部分是附流时，在低攻角时可以获得与测量很好的一致性。然而在高攻角时，与RANS比较没有改善。在结论中建议包含层流-湍流转变模型很有可能改善结果的品质。为此，近来Sørensen（2009）的研究使用Menter等（2004）基于相关性的转变模型，显示出合适的模型确实改善了结果，但是高风速处的结果仍然低估了功率。

4.5 风电场空气动力学

现代风力机通常集中于风场以降低总体安装与维护费用。然而一个不需要但是不可避免的影响是，由于来自周围风力机尾流的相互作用，内部风力机的发电量减少并且尾流中的湍流强度增大。结果是动态载荷增大，可能刺激单台风力机的结构部分并增大疲劳载荷。产生自风力机尾流的湍流主要是由起源自风轮叶片的旋涡的动力学引起的。旋涡作为风轮载荷的结果而形成。为了分析尾流的起源，从而有必

要包含风轮与尾流两者空气动力学的描述。尽管过去20年间有很多尾流方面的研究被实施，但仍然有很多基本问题需要澄清，以阐明单台以及风力机后多个交互尾流的动态特性（Vermeer 等，2003）。

大部分对风电场中流场建模的努力是基于简单的单尾流计算，并结合关于合并尾流重叠的假设。各种重叠方法已经被设计出来，从尾流线性重叠（Lissaman, 1979）或者尾流亏损的二次方（Katic 等，1986）到更多物理学的方法基于动量守恒考虑（Frandsen 等，2006）或者抛物面 Navier-Stokes 建模（Schepers 和 vander Pihl, 2007）。以上所提方法的共同之处是基于稳态考虑，结果是忽略了已知的会发生在风电场中的各种重要动态尾流效应，并对风力机载荷具有较大影响。即使一些有前景的简化动态尾流模型被提出来（Frandsen, 2007；Larsen 等，2008），在它们可以用于风电场建模之前，仍然保持与适合尾流交互作用的模型结合。现有风电场的另一个典型局限性是仅追求预测平均速率亏损的发展，从而没有考虑尾流中的湍流特性从不受干扰的大气流场偏离严重。

Frandsen（2007）主张湍流特性中的各种改变通常与风速波动的标准偏差有关联，并因此提出了一个用于风电场中风轮疲劳载荷的模型，其中一个指定有效湍流强度的变量是唯一的控制参数。为了结合不同的载荷状况，提出的用于有效湍流强度的表达式取决于所考虑材料的 Wöhler 指数。因此，有效湍流是一个设计变量而不是一个物理量。一般地，该模型比现有的工程模型显示出更好的准确性，尽管偶然产生与测量值比较有较大出入的结果。

当试图根据现场测量验证模型时，一个大的困难是复杂而且不断变化的入流条件一般不完全知道，并且现场测量由于缺乏固定数据，一般具有固有的不确定性。因此，数值模拟构成了有价值的补充，因为入流条件容易控制，而且所有相关气流特性都被详细地描述。

连同数值尾流研究驱动盘或线技术及有关方法，结合具有叶素方法和翼型数据的一整套 Navier-Stokes 方程式，是有用的，因为叶片对流场的影响被低数量的网点所捕获。这一类型的方法，使用大量用于应对剪切和湍流入流以及风力机气动弹性特性的子模型扩充，已经被广泛地应用于单独的风力机（Sørensen 等，1998；Sørensen 和 Shen，2002）和成行风力机（Troldborg 等，2006；Mikkelsen 等，2007）的尾流研究中。

4.6 风电场气流与湍流仿真

以下部分介绍了一个风电场内部流场的驱动器线模拟（Sørensen 等，2007）。为了捕获小尺度湍流，而不必解决全部长度尺度，使用大涡模拟（LES）技术实施仿真。因此由网格解决的尺度直接通过 Navier-Stokes 方程式模拟，而低于网格的尺度则使用基于涡粘性的混合尺度亚网格模型建模。两种类型的模拟均被实施。初

始模拟一排三台风力机之间的流场，其中的状况是风向与各风轮的公共轴成一条直线。其后模拟一排无限多的风轮，通过在一个计算域的入口和出口应用周期性的边界条件，计算域中放置着一台风力机。这样，模拟覆盖了风电场中初始流场的发展，以及到达大型风电场内部的平衡状态。计算使用来自 Tjæreborg 风力机的翼型数据进行处理。风力机的叶片半径是30.56m，旋转速度是22.1r/min，对应叶尖速是70.7m/s。叶片部分由NACA 44xx翼型组成，端部的弦长度是0.9m，在轮毂半径6m 处线性增大至3.3m。叶片每3m 线性扭曲1°。

4.6.1 三台风力机一排

图Ⅱ（见封二）描写了沿三个风轮公共轴的截面中的等涡度轮廓线。第一台风力机后的尾流可见被有组织的端部和根涡所支配，而气流在通过第二个风轮时经历了剧烈分离，造成大部分下游风轮运行在完全分离的气流中。应该被提及的是，高度分离的气流，部分是风轮被迫使运行在相同转速下的结果，借此叶尖速比以及阻力，对于下游风轮来说变得很大。为了量化流场的结构，需要计算三个风轮后的尾流中的方位角的和时间平均轴向的速率，结果显示在图4-3中，描述了下游不同部分的速率分布曲线。多数上游风力机尾流中的分布曲线在大部分径向距离内接近常数，也即从 $r/R=0.3$ 到 $r/R=1.0$，这指示了尾流正被不同的根部和端部涡的诱导所支配。在第二个风轮（$z/R=6$）所处的下游位置，分别起源自第一台和第二台风力机的端部涡两个系统的存在，能够在速率分布曲线中清楚地观察到，这与图Ⅱ中的轮廓线图相一致。在第二个和第三个风轮之间，可以观察到尾流亏损向着钟形轮廓发展，指示尾流正在经历一次过渡，从通过有组织的涡流结构描述的流场到

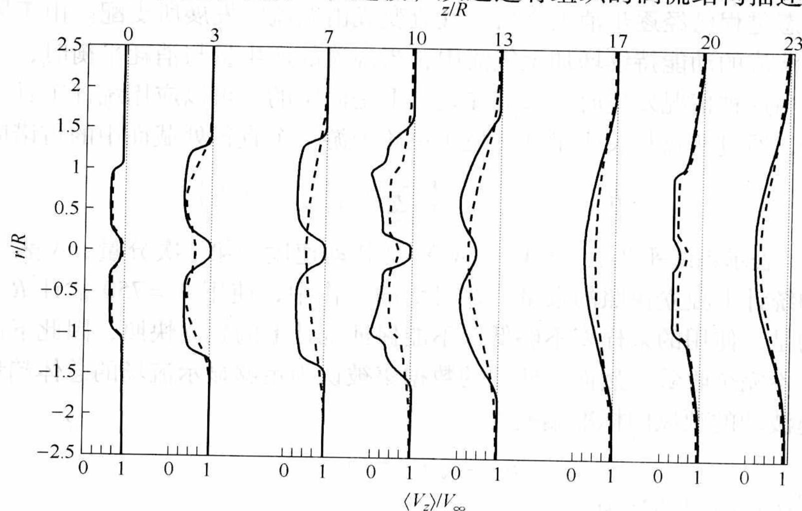


图4-3 第一个风轮下游不同位置的方位角的和时间平均轴向的速率分布曲线。第二个和第三个风轮分别位于 $z/R=6$ 和12处

由小尺度湍流支配的流场。根据理论考虑，可知远场的湍流尾流中轴向速率可通过高斯（Gaussian）分布描述。流场通过第三个风轮时被重新分布，但是强的不平稳的混合造成亏损更快地发展成钟形形状。

4.6.2 多台风力机一排

为了研究大型风电场内部湍流的产生，考虑一台风力机运行在一个强加了的周期性流入和流出条件的区域。在气流方向中引入周期性边界条件是一项已经被大量使用于研究边界层中及通道中湍流产生的技术。在现在的案例中，湍流是通过风轮自身的“混合效应”产生的。图Ⅲa～d（见封三）显示了等涡度轮廓线，举例说明了气流如何作为时间的函数而发展。作为一个时间指示器，使用了“周转”时间 T，定义了流动结构通过该区域一次所用的时间。指定尾流中平均对流轴向速度是 V_0，一个流动结构对流通过该区域的大概时间是 $T=L_z/V_0$，其中 L_z 是流域的长度。

从图Ⅲa 可见，“起动”阶段与不同的端部涡以及内涡结构相关联，对应于单台风力机起动时惯常的暂态过程。在一个“周转”时间后，在初始阶段发展起来的尾流通过风轮，产生了一个由连贯端部涡组成的尾流，与尾流内部的湍流点相重叠（图Ⅲb）。这个湍流点随后向下游对流（图Ⅲc）。当它第二次通过风轮，开始发展出与有组织的旋涡结构相重叠的宽带湍流。在最终阶段，尽管风轮对下游尾流的直接影响仍然明显，但是区分各种结构很困难（图Ⅲd）。这里最小的长度尺度是通过计算网格的尺寸决定的，而最大的长度尺度部分通过风轮直径、部分通过计算域的长度所决定，对应风力机之间的距离。

在暂态过程已经逐步消失之后，气流变成由湍流的发展所支配。由于风轮的混合作用，湍流的动能持续增加至气流中，当湍流的产生量与消耗平衡时，可以完成统计表。当这种情况发生时，气流在统计上是固定的，可以应用统计工具。

下面，通过两点相关张量计算位于风轮上游一个直径处截面中的雷诺应力 R：

$$R_{ij}=\langle v_i v_j\rangle=\frac{1}{N}\sum_{k=1}^{N}\Big(v_i(t_k)v_j(t_k)\Big) \tag{4-35}$$

式中，$\langle\rangle$ 表示系综平均，$v_i=V_i-\langle V_i\rangle$ 是脉动速度的第 i 次分量，N 表示用于时间平均的统计上独立快照的数量。在目前的工作中，使用 $N=750$ 估计 R。然而应被提及的是，使用的采样率不够低，不能保证统计上的独立快照，因此下面提出的统计数字不完全收敛。然而，使用的数据集被认为足够显示流场的总体趋势。定义湍流风速波动的顺风向标准偏差为

$$\sigma_{zz}=\sqrt{R_{zz}}=\langle v_z v_z\rangle^{\frac{1}{2}} \tag{4-36}$$

湍流强度可以估计为

$$I_{\text{wake}}=\sigma_{zz}/V_\infty \tag{4-37}$$

式中，V_∞ 表示轮毂高度的环境风速。

在图Ⅳa、b（见封三）中，描绘了湍流强度的轮廓线及其方位角的平均径

向分布。尾流中的湍流强度被发现从大约 10% 变化至 25%，具有大约为 15% 的平均值。基于测量和解析的考虑，以及依赖于运行条件，Frandsen（2007）和 Barthelmie 等（2007）针对具有大约三个直径的风轮间隔的风电场报道了可比较的值。

4.7 未来趋势

风力机发展的趋势是向着更大及更细长建设，并且风力机聚合成大型风电场。此外，由于有限的空间及公共接受性的问题，风力机预期将主要安装在复杂地形及近海位置。因此空气动力学模型的发展，部分向着有能力合并新现象的工程模型发展，部分向着有能力处理复杂物理现象，例如失速、流体-结构相互作用及尾流建模的 CFD 模型发展。

在风轮空气动力学中，新配备了传感器和各种调节与控制装置的“智能”风轮叶片被期待，例如后缘襟翼、边界层吹除以及旋涡发生器的扩展使用，将对空气动力学模型的性能提出新的要求。因此，最重要的是未来 CFD 工具有能力处理边界层分离及层流-湍流转变，比今天可能的方法具有更高的准确度。

未来预计将有更大比例的风力机安装在复杂地形处。因此在特定场地的空气动力学分析中合并大气边界层的影响很重要。这方面的一个例子是竖立在森林中的风力机，其中由森林形成的边界层对最终发电量的影响很大。

在近海位置安装风力机的趋势对尾流和尾流交互作用的建模提出了新的要求。这涉及位置优化的工程模型，考虑安装费用的最小化和电力产量的最大化，以及计算临近风电场之间湍流和交互作用的先进 CFD 模型。

4.8 更多信息和建议的来源

Brouckaert J-F (ed). 2007. Wind turbine aerodynamics: a state-of-the-art. *VKI Lecture Series 2007-05*. von Karman Institute for Fluid Dynamics, Belgium.

Burton T, Sharpe D, Jenkins N, and Bossanyi E 2001. *Wind Energy Handbook*. Wiley.

Crespo A, Hernández J, and Frandsen S 1999. Survey of modelling methods for wind turbine wakes and wind farms. *Wind Energy* 2:1–24.

Hansen A C and Butterfield C P 1993. Aerodynamics of horizontal-axis wind turbines. *Annu. Rev. Fluid Mech.* 25:115–49.

Hansen M O L 2008. *Aerodynamics of Wind Turbine*. Earthscan, London.

Hansen M O L, Sørensen J N, Voutsinas S, Sørensen N, and Madsen, H A 2006. State of the art in wind turbine aerodynamics and aeroelasticity. *Prog. Aerosp. Sci.* 42: 285–330.

Leishman J G 2002. Challenges in modeling the unsteady aerodynamics of wind turbines. *Wind Energy* 5:86–132.

Snel H 1998. Review of the present status of rotor aerodynamics. *Wind Energy* 1:46–69.

4.9 致谢

本文作者对 Robert Mikkelsen 和 Niels Troldborg 提供一些图片表示感谢。

4.10 参考文献

Bak C, Johansen J, and Andersen P B 2006. Three-dimensional corrections of airfoil characteristics based on pressure distributions. *Proceedings of European Wind Energy Conference and Exhibition (EWEC)*. Athens, Greece.

Barthelmie R J, Frandsen S T, Nielsen M N, Pryor S C, Rethore P E, and Jørgensen H E 2007. Modelling and measurements of losses and turbulence intensity in wind turbine wakes at Middelgrunden offshore wind farm. *Wind Energy* 10, 517–28.

Betz A 1919. Schraubenpropeller mit geringstem Energieverlust, Dissertation, Gottingen Nachrichten, Gottingen.

Betz A 1920. Das Maximum der theoretisch möglichen Ausnützung des Windes durch Windmotoren. *Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen* 26, 307–9.

Björk A 1990. Coordinates and calculations for the FFA-w1-xxx, FFA-w2-xxx and FFA-w3-xxx series of airfoils for horizontal axis wind turbines. *FFA TN 1990-15*, Stockholm, Sweden.

Chaviaropoulos P K and Hansen M O L 2000. Investigating three-dimensional and rotational effects on wind turbine blades by means of a quasi-3D Navier–Stokes solver. *J. Fluids Eng*. 122, 330–36.

Du Z and Selig M S 1998. A 3-D stall-delay model for horizontal axis wind turbine performance prediction. *36th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. ASME Wind Energy Symposium. AIAA-98-0021*. Reno, NV, USA.

Duque E P N, van Dam C P, and Hughes S 1999. Navier–Stokes simulations of the NREL combined experiment phase II rotor. *AIAA Paper 99-0037*.

Duque E P N, Burklund M D, and Johnson W 2003. Navier–Stokes and comprehensive analysis performance predictions of the NREL phase VI experiment. *AIAA Paper 2003-0355*.

Eggleston D M and Stoddard F S 1987. *Wind Turbine Engineering Design*. Van Nostrand Rheinhold, New York.

Frandsen, S T 2007. Turbulence and turbulence-generated structural loading in wind turbine clusters. *Risø-R-1188(EN)*. Risø National Laboratory, Roskilde, Denmark.

Frandsen S T, Barthelmie R, Pryor S, Rathmann O, Larsen S, Højstrup J, and Thøgersen M 2006. Analytical modelling of wind speed deficit in large wind farms. *Wind Energy* 9, 39–53.

Froude W 1878. *Transactions Institute of Naval Architects* 19, 47.

Froude R E 1889. *Transactions Institute of Naval Architects* 30, 390.

Fuglsang P and Bak C 2004. Development of the Risø wind turbine airfoils. *Wind Energy* 7, 145–62.

Glauert H 1935. Airplane propellers. In Durand W F (ed). *Aerodynamic Theory*, vol. IV, Division L. Springer, Berlin.

Hoerner S F 1965. *Fluid Dynamic Drag*. Hoerner Fluid Dynamics, Bakersfield, CA.

Johansen J, Sørensen N N, Michelsen J A, and Schreck S 2002. Detached-eddy simulation of flow around the NREL phase VI blade. *Wind Energy* 5, 185–97.

Katic I, Højstrup J, and Jensen N O 1986. A simple model for cluster efficiency. In Palz W

and Sesto E (eds). *Proceedings of EWEC'86*, pp. 407–10. Rome, Italy.

Lanchester F W 1915. A contribution to the theory of propulsion and the screw propeller. *Transactions of the Institution of Naval Architects* 57, 98.

Larsen C G, Madsen H A, Thomsen K, and Larsen T J 2008. Wake meandering – a pragmatic approach. *Wind Energy* 11, 377–95.

Larsen J W, Nielsen S R K, and Krenk S 2007. Dynamic stall model for wind turbine airfoils. *J. Fluids Struct.* 23, 959–82.

Leishman J G and Beddoes T S 1989. A semi-empirical model for dynamic stall. *J. Am. Helicop. Soc.* 34(3), 3–17.

Lissaman P B S 1979. Energy effectiveness of arbitrary arrays of wind turbines. *AIAA Paper 79-0114*.

Mann J 1998. Wind field simulation. *Probl. Eng. Mech.* 13, 269–82.

Menter F R 1993. Zonal two-equation $k - \omega$ turbulence models for aerodynamic flows. *AIAA Paper 93-2906*.

Menter F R, Langtry R B, Likki S R, Suzen Y B, Huang P G, and Völker S 2004. A correlation-based transition model using local variables, part I – model formulation. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, Power for Land, Sea, and Air*, ASME, GT2004-53452, Vienna, Austria, 14–17 June 2004.

Mikkelsen R, Sørensen J N, and Troldborg N 2007. Analysis of power enhancement for a row of wind turbines using the actuator line technique. *The Science of Making Torque from Wind. J. Phys. Conf. Ser.* 75, 012044.

Øye S 1991. Dynamic stall, simulated as a time lag of separation. *Proceedings of Fourth IEA Symposium on the Aerodynamics of Wind Turbines. ETSU-N-118*. Harwell, UK.

Rankine W J 1865. *Transactions Institute of Naval Architects* 6, 13.

Schepers J G and van der Pihl S P 2007. Improved modelling of wake aerodynamics and assessment of new farm control strategies. *The Science of Making Torque from Wind. J. Phys. Conf. Ser.* 75, 012039.

Schepers J G and Snel H 1995. *Dynamic Inflow: Yawed Conditions and Partial Span Pitch Control, ECN-C-95-056*. ECN, Petten, The Netherlands.

Schreck S 2002. The NREL full-scale wind tunnel experiment introduction to the special issue. *Wind Energy* 5, 77–84.

Shen W Z, Mikkelsen R, Sørensen J N, and Bak C 2005a. Tip loss corrections for wind turbine computations. *Wind Energy* 8, 457–75.

Shen W Z, Sørensen J N, and Mikkelsen R 2005b. Tip loss corrections for actuator/Navier–Stokes computations. *J. of Sol. Energy Eng.* 121, 209–13.

Snel H, Houwink R, van Bussel G J W, and Bruining A 1993. Sectional prediction of 3D effects for stalled flow on rotating blades and comparison with measurements. *Proceedings of European Community Wind Energy Conference*, vol. 395–99. H.S. Stephens & Associates, Lübeck-Travemünde, Germany.

Snel H and Schepers J G 1995. Joint investigation of dynamic inflow effects and implementation of an engineering method. *ECN-C-94-107*. ECN, Petten, The Netherlands.

Sørensen J N, Mikkelsen R, and Troldborg, N 2007. Simulation and modelling of turbulence in wind farms. *EWEC 2007 – European Wind Energy Conference and Exhibition*. MIC, Milan, Italy.

Sørensen J N, Shen W Z, and Munduate X 1998. Analysis of wake states by a full-field actuator disc model. *Wind Energy* 1, 73–88.

Sørensen J N and Shen W Z 2002. Numerical modelling of wind turbine wakes. *J. Fluid Eng. – T. ASME* 124, 393–99.

Sørensen N N 2009. CFD modelling of laminar–turbulent transition for airfoils and rotors using the $\gamma-\tilde{\mathrm{Re}}_\theta$ model. *Wind Energy* 12, 715–33.

Sørensen N N and Hansen M O L 1998. Rotor performance predictions using a Navier–Stokes method. *AIAA Paper 98-0025*.

Sørensen N N, Michelsen J A, and Schreck S 2002. Navier–Stokes predictions of the NREL phase VI rotor in the NASA-AMES 80 ft × 120 ft wind tunnel. *Wind Energy* 5, 151–69.

Spera D A 1994. *Wind Turbine Technology*. ASME Press, New York.

Stoddard F S 1977. Momentum theory and flow states for windmill. *Wind Tech. J.* 1, 3–9.

Tangler J L and Somers D M 1995. NREL airfoil families for HAWTs. *Proceedings of WINDPOWER'95*, vol. 117–23. Washington D.C.

Timmer W A and van Rooij RPJOM 1992. Thick airfoils for HAWTs. *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.* 39, 151–60.

Troldborg N, Sørensen J N, and Mikkelsen R 2006. Numerical simulation of wakes of wind turbines in wind farms. *EWEC 2006 – European Wind Energy Conference and Exhibition*. Athens, Greece.

Veers P 1988. Three-dimensional wind simulation. *SANDIA Report SAND88-0152 UC-261*. Sandia National Laboratories, USA.

Vermeer L J, Sørensen J N, and Crespo A 2003. Wind turbine wake aerodynamics. *Prog. Aerosp. Sci.* 39, 467–510.

Viterna L A and Corrigan R D 1981. Fixed-pitch rotor performance of large HAWTs. *DOE/NASA Workshop on Large HAWTs*. Cleveland, Ohio.

de Vries O 1979. Fluid dynamic aspects of wind energy conversion. *AGARDograph 243*. AGARD, Brussels, Belgium.

第5章　风力机疲劳载荷

P. S. VEERS，Sandia 国家实验室，美国

摘要：风力机结构设计时，需要仔细考虑关键承载部件上承受的疲劳强度和载荷。风力机不同部件中的每种材料都会潜在地使用不同损伤模型将周期性疲劳载荷映射到材料的逐步恶化上来。大多数情况下，使用 Miner 法则类方法的线性损伤模型在设计中很普遍。对于特定风力机上的载荷可以描述为入流条件的函数，考虑入流条件在短期内具有弱平稳性，典型地为 10min。使用随机变量和概率分布函数理论将风力机的特性响应统计集合进载荷的长期分布中。长期分布被应用于损伤模型中对疲劳寿命进行估算。设计准则要求将估算的应力值通过安全系数加以放大，以考虑一些不利的作用偏差、材料特性以及建模的不确定性。

关键词：风力机，安全，可靠性，疲劳，损伤，Miner 法则，载荷，材料，随机，安全系数，结构，设计准则，标准

5.1　引言和概述

风力机是疲劳机器。一台风力机的预期连续运行寿命大概为 20～30 年。结构具有较大的固定基础和塔架，其上连接着具有气动弹性叶片的旋转部分，当叶片在运行时会通过梯度风剪切（风轮盘顶部要比底部具有更高的风速）和湍流。一个典型飞行器在飞行期间会偶然遇到湍流，但是一台风力机总是运行在大气边界层湍流中。飞行器在每次飞行中机翼会经历一次重力循环作用，而一台风力机每次旋转都会经历重力循环作用。结果是一台典型飞行器设计为在设计生命周期内承受大约 100 万次主应力循环作用，而典型多兆瓦风力机，以大约 20r/min 运行，将在其设计生命周期内经历超过 1 亿次旋转。由于风力机有严格的成本限制，风力机叶片的制造必须低于 20 欧元/kg，而航空复合材料成本通常超过 200 欧元/kg。更长的寿命、更低的成本和更大湍流载荷的结合使得风力机部件尤其是叶片的疲劳设计成为一项重大挑战。

长寿命周期的需求使得描述风力机结构材料的特征成为一项挑战。大部分手册中的数据停留于 100 万次循环的寿命内，而风力机的设计者需要了解该寿命 100 倍之外的材料特征。持续的疲劳测试超过 10^8 次循环，将非常昂贵，因此设计者依赖于少量数据点，根据更短期的样本考虑大量权重进行推断。

湍流对载荷的影响需要疲劳谱定义为一个随机变量，其中统计拟合和推断起了

主要作用。载荷强度直接与平均风速有关，因此载荷的特征描述必须涵盖运行范围内的所有风速。必须定义每一风速下应力的统计分布。然后使用每一风速下所花费时间的相对量将载荷集合进所有突发风速的长期分布中。离散载荷事件，例如起动与停止也必须包括在内。所有这些设计载荷都是通过由风湍流场三维仿真推动的复杂气动弹性计算估计得到的。

目前最新的结构响应仿真技术非常好，能够为设计者提供运行包络线内所有关键条件下风力机响应的时序估计（Jonkman 和 Buhl，2005；Øye，1999；Larsen 和 Hansen，2007）。这个过程从湍流风的 10min 长度段全场仿真开始，然后通过一个空气动力学代码运算这些风，计算由于机械旋转和突发风的结合导致的载荷。风力机动态响应以时间推进的方式同时被仿真，弹性变形被反馈至空气动力学代码以更新攻角并提供一个气动弹性容量。所有感兴趣位置处的内部力矩和力都可以被计算，用于估算部件的局部应力状态。应力的幅值与均值被总结至分布图中，能够显示具体平均风速发生的频率。对于所有感兴趣的风速以及重要的暂态事件，例如起动和停止，可以重复这个过程。然后所有应力的集合分布被应用于损伤模型中，显示损伤率并估计失效时间。这一过程由图 5-1 的框图说明。

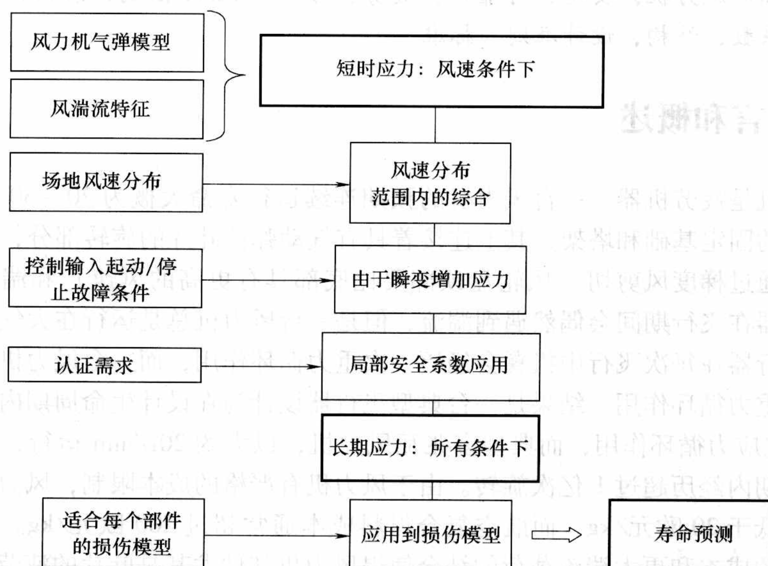


图 5-1　从载荷统计到寿命预测的过程图解

这一过程的中间步骤可以使用随机变量与概率的语言进行最优的描述。应力幅值的短期分布通过一种概率密度函数（pdf）进行描述。随机变量位于任何两个值之间的概率是概率密度函数在那些限值之间的积分。例如，对于一种应力幅值为 S 的分布，概率密度函数是 $p(S)$，而且 S 在 s_1 与 s_2 之间的概率为

$$\Pr(s_1 < S < s_2) = \int_{s_1}^{s_2} p(S)\,\mathrm{d}S \tag{5-1}$$

其他两个函数也被用到，累计分布函数（cdf）$P(S)$，是 pdf 的积分，表示特殊应力的幅值小于给定水平的概率：

$$P(S) = \int_{0}^{S} p(s)\,\mathrm{d}s \tag{5-2}$$

逆 cdf 或超越函数表示应力幅值大于给定水平的概率，并且随着幅值变大而接近零。这通常有利于标图的清楚，因为当用对数绘图时，能够突出低概率高应力的踪迹。

$$P^{-1}(S) = 1 - P(S) \tag{5-3}$$

循环数 N，应力幅值在 s_1 与 s_2 之间，等于作用在时间周期 T 内的总数 N_T 乘以范围（假设循环率相对一致）的相对概率：

$$N_i(s_1 < S_i < s_2) = N_T \int_{s_1}^{s_2} p(S)\,\mathrm{d}S \tag{5-4}$$

短期分布依赖于平均风速 V，有条件的 pdf 可以写成 $p\ (S/V)$。通过对所有运行风速下的总概率表达式进行积分，将正常运行应力集合至长期分布中。

$$p_{LT}(S) = \int p_{ST}(S \mid V)\,p(V)\,\mathrm{d}V \tag{5-5}$$

此外，一些响应水平较高足以造成损伤的暂态事件，也有必要包括进长期分布中。因为暂态事件可能产生不同的应力循环率，其相对贡献也需要考虑。

在 T 时刻的损伤 D_T，通过乘以每次应力循环内的损伤 $D(S)$，通过所有应力循环的分布以及在长期分布描述的所有应力范围内积分来计算。因为损伤的特征被描述为每一个循环的损伤，因此积分时需要乘以应用循环的总数 N_T。

$$D_T = N_T \int D(S)\,p_{LT}(S)\,\mathrm{d}S \tag{5-6}$$

寿命通过累积损伤估算得到。对损伤累积的解释依赖于模型。它可能是一个物理量，例如裂纹长度或者能量吸收，但是使用具有线性损伤累积的 Miner 法则解释通常会更简单。Miner 法则假设其每一循环消耗寿命的 $1/N_F$，其中 N_F 是在恒定幅值载荷施加的应力水平下达到失效所经历的循环数。当 D_T 超过单位值时即假设为失效。

Miner 法则是一种相当好用的疲劳寿命估计方法，尤其是因为在很多而非大部分应用中，不适合对疲劳损伤过程的重要方面进行建模。如果通过一个应用循环造成的损伤依赖于材料状态，则存在内在的持续效应。由于那个循环导致的损伤增量，不再等于恒定幅值测试中确定的每个循环损伤的均值。然而这些影响通常很难测定具有足够的确定性，可以通过引入更多的物理影响完成寿命计算的改善。也由于处在随机载荷环境中的事实，困难更加复杂，不可能确定结构将要遭遇的加载顺序。因此尽管缺点已知，但是损伤的线性累积不依赖于之前载荷的假设仍然是疲劳计算中最常用的近似方法。

疲劳损伤计算中的主要成分包括：①损伤模型，②短期载荷分布，③使用风速分布集合至长期分布，④疲劳寿命的计算，基于确定性或者概率性（Veers 1982）。短期分布是指风力机对超过大约10min持续时间的准稳态随机输入的响应。超过这段短时间后（典型是10min），该过程被认为具有弱稳定性，即使这种假设由于输入风力的持续变化而很难满足。长期分布是指整个寿命周期内的预期载荷，一段时期（例如一整年）内集合的载荷。问题的四个部分中的每一个将依次在以下章节中讨论。一些有关估计疲劳可靠性的评论也包含在内，尽管可靠性方法在风力机疲劳分析中的应用还不是一个常规工业过程，但是已尽量用于校准与微调设计中强度和载荷估计所使用的安全系数。

5.2 损伤模型

风力机不是统一整体的结构，而是包含了具有多种疲劳特性的各种材料构成的部件。塔架通常是焊接钢，轮毂是很大的铸钢件，传动链包含钢轴及具有特殊处理表面的轴承，叶片是由结合了具有不同纤维类型（碳和玻璃）、不同结构形式（机织，缝合，单轴等）的复合材料构成（Ronold 和 Echtermeyer，1996）。这些部件具有不同的疲劳特性。然而疲劳过程的基本特性非常相似。几乎所有材料中的疲劳，或磨损，或裂纹扩展都可以根据现象学模型得以描述，该模型通过幂律关系将周期性载荷与损坏率联系起来。在其简化形式中，损伤是每一疲劳事件（典型的是应力偏移）影响的总和，根据下式：

$$\Delta D = C^* S^b \tag{5-7}$$

式中，S 是载荷强度，ΔD 是损伤增量，C^* 和 b 是材料特性。几乎所有材料的损伤模型都具有这一本质形式，尽管具体模型对载荷幅值有更加复杂的描述（例如裂纹扩展模型使用应力强度，将应力状态与裂纹长度和形状结合起来）。更多复杂损伤模型具有对损伤的物理解释，例如裂纹长度或者材料强度退化（Nijssen，2006；Tsai，2008）。

Miner 法则（Miner，1945；Lundberg 和 Palmgren，1952）是对过程的简化，将损伤增量分配至每一个应力循环，并假设当所有损伤增量等于1时材料将会失效。增量得自于恒定幅值的挂片测试，其中在应力水平为 S 下观测到的失效时经历的循环数为 $N_F(S)$。Miner 定义该幅值下每个循环的损伤等于每个应用循环的损伤，从而假设损伤的累积为线性的。

$$\Delta D(S) = \left(\frac{1}{N_F(S)}\right) \tag{5-8}$$

其中包含了：

$$N_F(S) = CS^{-b} \tag{5-9}$$

式中，C 与式（5-7）的系数有关，$C = 1/C^*$。在大多数应用中，该形式相当符合试验，如图 5-2 的例子所示。值得注意的是，随着寿命的增加和载荷的降低，曲线

斜率会发生变化并趋于平坦。这在多种材料中也可以普遍观察到（对于钢材料，只针对在疲劳极限范围内），但通常只与恒幅值测试的制造物相关联。疲劳损伤的进展通过大量材料机理所导致，其中一些可以限制弹性变形及损伤，直到足够大的载荷超过了损伤的限制。随后，在更低的载荷等级条件下，损伤也会有进展。碳钢是很好的一个例子，其晶格中的碳原子会锁住晶体位错，而晶体位错是造成弹性变形和损伤的原因。低于某一载荷等级时，损伤机理（位错运动）不能克服碳原子的约束。一旦超过该载荷等级，晶体位错摆脱碳原子的束缚而自由移动，并且会在很小的载荷下也能造成损伤（Cotrell，1969；Brown，1981；Mitchell，1979）。一个相似的例子是在一种复合材料中，大的载荷造成纤维的断裂或者引起分层，随后损伤会在更小的载荷下产生（Nijssen，2006）。结果是在不规则载荷条件下，拉平 *S-N* 曲线在恒幅值试验结果中显示的好处减小了，图 5-2 所示的虚线延伸线也常用于设计。因此，损伤模型例如式（5-9），不允许改变 *S-N* 曲线的斜率，与其仅在恒幅值中的数据显示的情况比较，通常更适合用于现实的、载荷幅值可变的环境中。

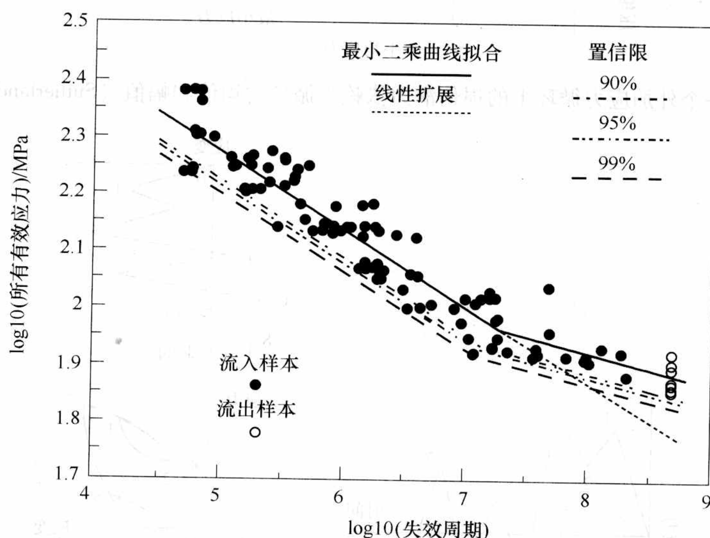


图 5-2 在恒幅值挂片试验中发现的达到失效的循环数通常在对数-对数图满足直线关系，与式（5-8）一致（致谢，Sutherland，1999）

根据 Miner 法则计算的损伤是将施加在材料上的每个疲劳循环下的损伤进行求和。对每个独立应力循环造成的损伤 S_i 进行累加，因此通过 N 个应力循环集合造成的总损伤由下式给出：

$$D_N = \sum_{i=1}^{N} C^* S_i^b \tag{5-10}$$

与前面的假设一样，当损伤超过单位值时发生失效。

施加的应力通过均值 S_m 和幅值 S_a 共同定义的，如图 5-3 所示。在不规则加载历史记录中，其中一个循环开始和另一个循环停止，可能并不明显。传统方法是使用雨流计数，可以识别可能在承受应力历史的塑性变形材料中导致封闭滞环的循环（Dowling 和 Socie，1982）。如图 5-4 所示，应力-应变空间中的每个闭环都作为时序中的单个循环进行计数，具有其自身的均值与幅值。这一简短的例子显示了通过 1-2、4-5 和 7-8 峰-谷对定义的完整循环。尽管 3-6 循环还没有封闭，但是附加的载荷很有可能使其完成闭环，从而也被算作一个循环。

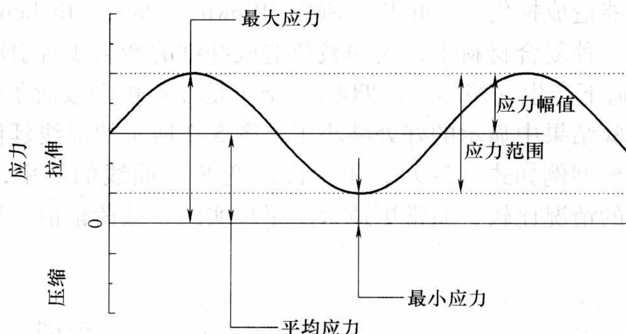


图 5-3　一个外加应力循环下的损伤潜力依赖于循环的均值和幅值（Sutherland，1999）

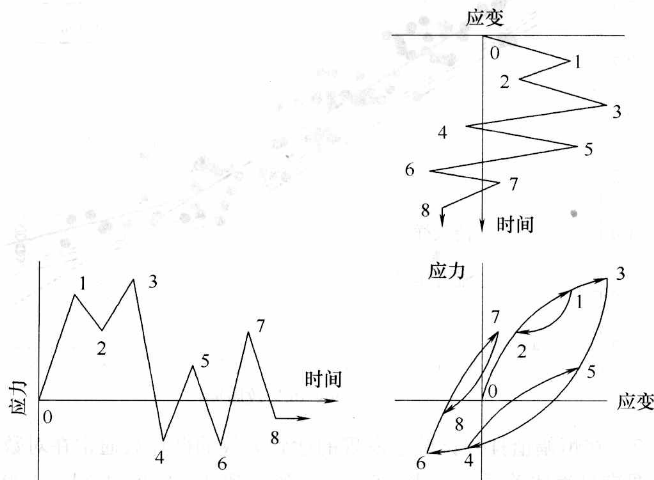


图 5-4　在不规则应力历史数据中，重要应力循环的幅值与均值通过雨流算法定义，在承受应力史的材料中跟踪封闭滞环（Sutherland，1999）

平均应力效果可通过 Goodman 校正进行近似，该校正通过平均应力与材料极限抗拉强度 S_{uts} 的比率，将零均值处的有效应力幅值与非零均值处的一个值联系起来。

$$S_{eff} = \frac{S_a}{[1-(S_m/S_{uts})]^{\varepsilon}} \tag{5-11}$$

参数 ε 是材料常数，考虑了等寿命线的曲率，但是通常设为单位值。

Goodman 图如图 5-5 的图解所示，其中等疲劳寿命线绘制在具有均值和幅值轴的图上，将零均值垂直轴与零幅值水平轴连接。材料强度确定了零幅值疲劳强度。从图的原点散发的径向线表示恒定比值 R 的轨迹，R 是一个循环内最大应力与最小应力的比值。

$$R = \frac{S_{\min}}{S_{\max}} \tag{5-12}$$

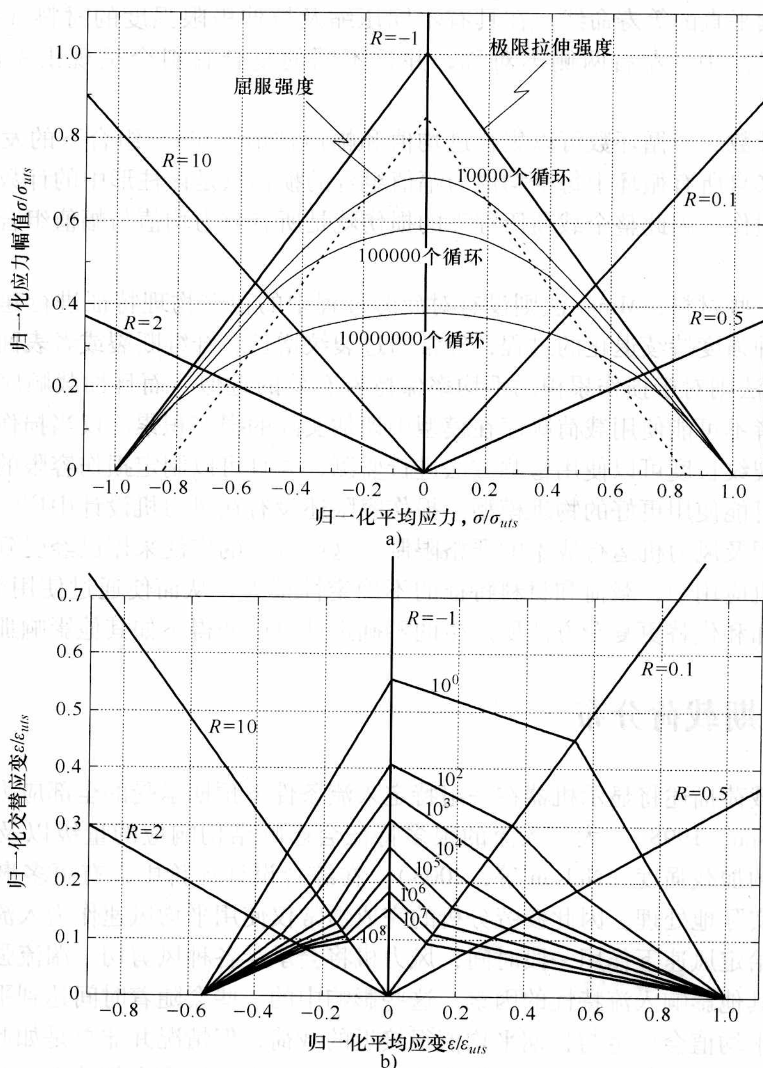


图 5-5 Goodman 图在应力幅值与平均应力组合范围内绘制等疲劳寿命线（Sutherland，1999）

a）Goodman 图的概念 b）基于多种均值与幅值组合的材料试验的经验 Goodman 图

因此一个具有零均值应力的完整逆循环，R 比值为 -1，因此垂直轴是轨迹 S_{eff}。对于任何一个拉伸-压缩应力交替循环过程，R 值为负值。循环内任何拉伸和压缩的逆转均会导致负的 R 值，而对于全拉伸或全压缩载荷均具有正的 R 值。

尽管式（5-11）的 Goodman 模型预测了直的（或平滑曲线）等寿命线，如图 5-5a所示，但是更多材料的测试是在多种均值和幅值组合的条件下实施的，并且绘制出等寿命线以最好地拟合实证检验数据，如图 5-5b 所示。经验 Goodman 图很少是连续平直的等寿命线。在具有不同压缩及拉伸极限强度的材料（例如大多数复合材料）中，左右两侧不对称，并且不同的复合材料会呈现出不同的不对称性。

雨流计数后，循环数可以集合进均值和幅值柱形（bin）组合下的发生频率直方图中。来自所有循环中每个均值与幅值组合的损伤只是该柱形中的计数值乘以单个循环的损伤。因此整个载荷历程下的损伤就是所有应力均值与幅值组合范围内的损伤之和。

对于一些材料，Miner 法则没有对疲劳过程中的很多物理特征进行建模。因为疲劳是一种强度持续退化的过程，经常通过裂纹增长、纤维断裂或者表面磨损来测量。Miner 法则对于损伤累积的平均率保持着有效的近似。而且加载顺序未知，所以很难或者不可能使用载荷顺序在模型中评估实际的损伤积累。仅当损伤的物理测量，例如裂纹长度可以使用检测方法进行监测，并且可以制定损伤容限的维护方法时，才有可能使用更好的物理模型。损伤容限还没有在风力机设计中广泛应用。由于检测费用及风力机运行成本的严格限制，这些方法的广泛采用已经受到制约。而且在风力机应用中，载荷和材料特征的不确定性很大，从而使通过使用简单 Miner 法则损伤加和代替更复杂方法所产生的不确定性可以变得不如其他影响那么重要。

5.3 短期载荷分布

短期载荷描述将显示机器在一组特定入流条件下预期承受的全部应力循环的分布（Thomsen，1998）。大气入流的很多特征会影响结构响应的量级以及随后风力机部件上的加载强度（Nelson 等，2003）。在综合设计评价中，有更多潜在变量不能够得到实际地处理。因此疲劳分析的完成惯常仅使用平均风速作为入流条件的描述符。在给定风速下作用一段时间，风力机将会承受各种风剪切、湍流强度、相干等级以及其他影响入流特性的因素。这些影响中的一些会随着时间达到平均，因此使用参数平均值会产生与长期平均值很接近的载荷，但情况并非总是如此。设计载荷分布可以对每个可变入流特征做出明确解释，或者可以在大部分入流参数范围内取平均，并且单独将风力机响应表征为风速的函数。例如，IEC 设计标准（IEC-1，2005）中正常湍流模型规定将湍流的提升强度作为特征值，具有产生轻微保守载荷估计的意向。不需要在大量湍流等级范围内做进一步评估。在该标准中疲劳载

荷的追踪，是通过将载荷响应定义为单独平均风速的函数，而其他入流参数根据标准规范定义。风力机特征响应计算通过将正常湍流模型应用于气动弹性仿真进行短时间例如10min的仿真来实现。

每个风力机结构关键位置处的应力循环均值与幅值收集在发生频率的直方图中，来描述一组特定入流条件下载荷的损伤特性。不同位置的响应直方图趋向于具有独特的形状，例如图5-6a所示的叶片边缘响应（在风轮平面内）及图5-6b所示的襟翼响应（垂直于风轮平面）。

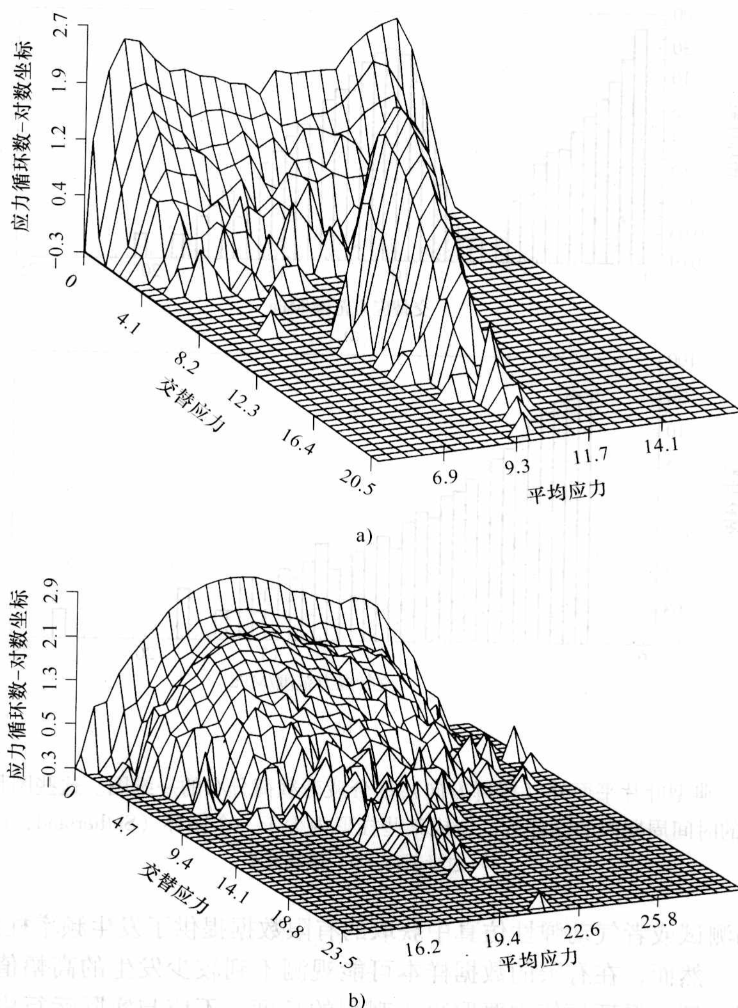


图5-6 每个应力均值与幅值处的二维直方图显示了雨流计数范围的数量（Sutherland，1999）

a）边缘加载 b）襟翼加载

边缘响应不一般，因为它包含了主导载荷的确定性正弦重力部件，并且独立于风力机其他相关输入条件。贯穿大部分结构的部件的载荷分布和叶片襟翼响应很相似。

因为在损伤模型中平均应力仅作为与极限应力的比值而出现［见式（5-11）］，它可以通过适用于所有应力幅值的单值得到很好的近似，其中平均值的范围与极限应力比较很小。然后摆动部件可以通过应力量值或者载荷幅值的一维图描述，如图5-7a和图5-7b所示。

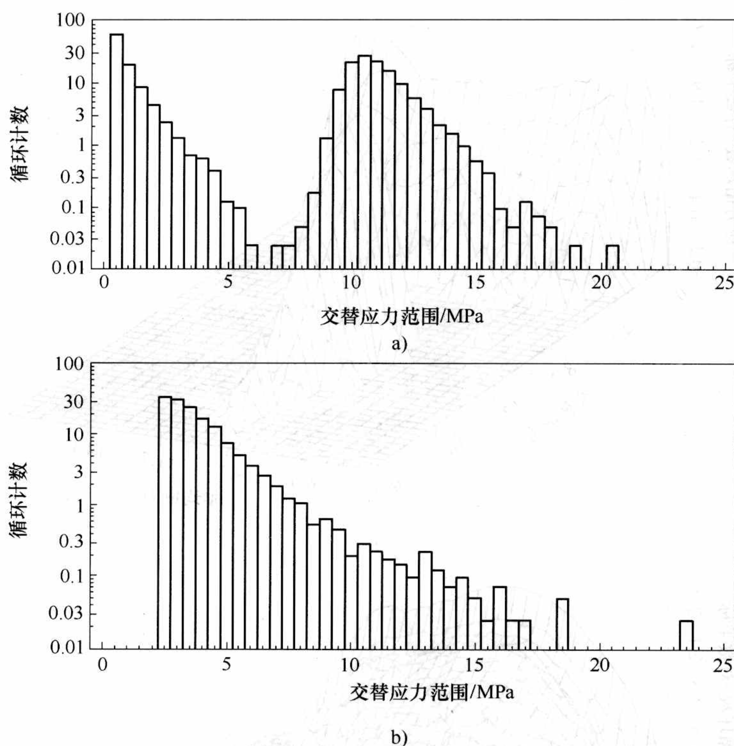


图5-7　典型叶片平面外（挥舞方向）部分疲劳载荷分布的一维图。这些图是每个选择的时间周期内的循环数，造成某些柱形内少于一个循环（Sutherland，1999）
a）边缘载荷　b）襟翼载荷

从现场测试或者气动弹性仿真中获取的有限数据提供了发生频率柱形内期望量的很好估计。然而，在有限的数据样本可能观测不到较少发生的高幅值应力循环。最大的可观测到的循环幅值主要取决于观测的长度，不应与实际运行中超过20年寿命的最大期望循环幅值所混淆。因此，有必要根据有限时间内的观测推断风力机的设计寿命（Sutherland，1999）。图5-8显示了连续增加的观测时间并说明了最大幅值是如何连续增大的，通常沿着平滑的指数递减线。

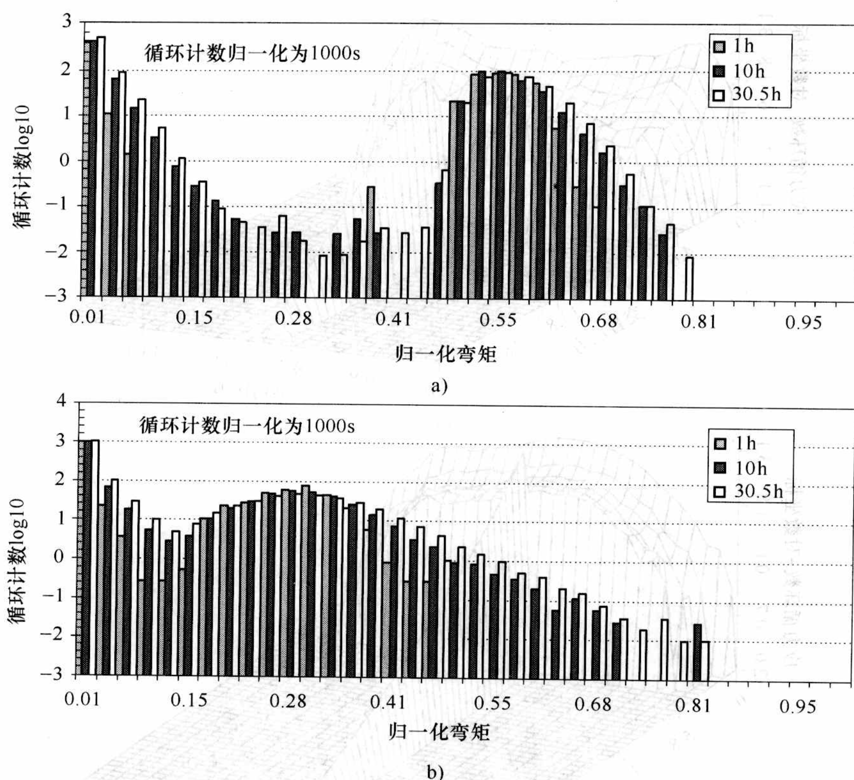


图 5-8 疲劳载荷分布显示了在更长观测时间内高幅值循环增加的数量

a）边缘载荷 b）襟翼载荷

标准概率函数可用于根据观测推断 20 年的应力幅值分布（Sutherland 和 Veers，1995）。一旦将解析分布拟合进现有数据，解析分布可用于预测整个寿命期内预期会有多少个很大但是尚未被观测到的循环。

雨流计数会产生大量低幅值循环，当与最大的循环结合时，通常没有拟合进标准解析分布中（Manuel 等，2001）。图 5-8b 中幅值最低的柱形内的计数值大约是 1000，而其他柱形均不超过 100。幅值最小的循环没有产生任何可感知的损伤，因此可以被忽略。将标准分布与数据拟合，要求大量较小循环的影响没有破坏与更大和更重要循环拟合的质量。因此，推断需要集中于能够清楚表示单一个体及使用标准分布类型可以很好近似的更大循环上。在将分布拟合进疲劳数据的问题上，已经做了大量工作（Veers 和 Winterstein，1998；Thomsen，1998；Manuel 等，2001；Fitzwater，2002；Moriarty 等，2002）。图 5-9 说明了拟合如何应用到重要循环中并用于低频、更大循环的推断，同时忽略数据中的低幅值噪声。

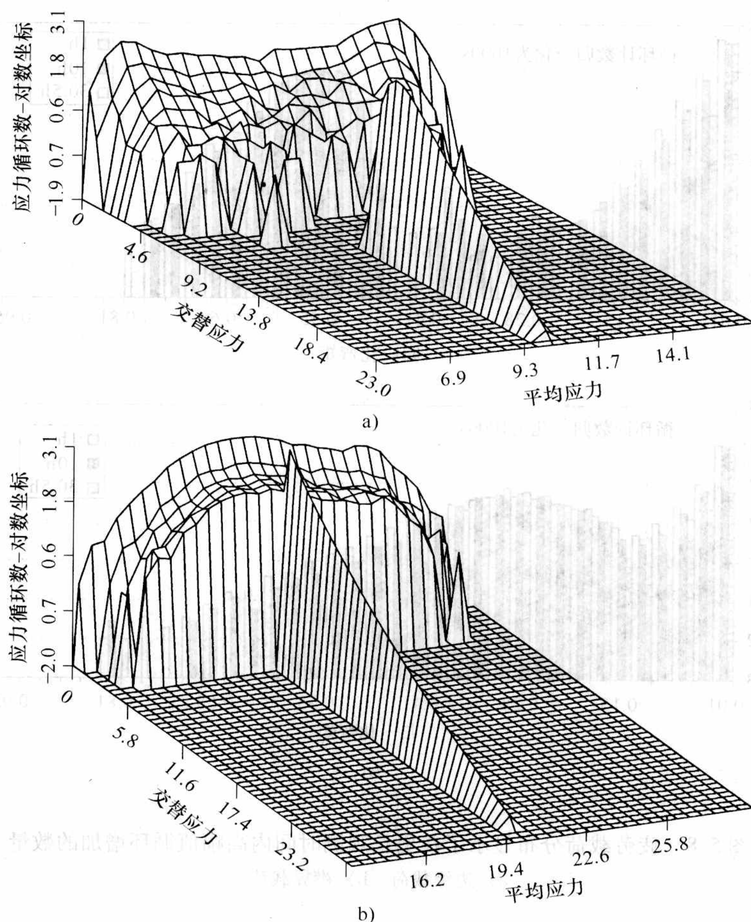


图 5-9　应力循环分布中高幅值部分的平滑拟合可以用来推断在有限数据中观测到的更高幅值的循环。平均应力中相对适度的变化也使用平均应力的单值近似（Sutherland，1999）

a）边缘载荷　b）襟翼载荷

当概率分布被用于表征循环幅值分布时，疲劳载荷数据也能被很好地理解（Manual 等，2001）。当通过除以总循环数进行归一化时，每个幅值范围内的循环数直方图本身是循环幅值的经验概率分布函数。因此，规范化的短期循环计数直方图可以用来描述长期循环幅值期望。它是一种长期分布的无偏估计。cdf 是该 pdf 的积分。直方图提供了间断分布，因为数据已经存储在柱形中。如果将所有的应力幅值从最小到最大进行分类，可以产生更平滑的分布，并且分配到每个循环的概率水平会与从 1 到 N 的列表队联合起来。cdf 或者 $P(S)$ 是给定应力幅值小于 S 的概率。

$$P(S)=\frac{r_i}{1+N}S_{i-1}\leqslant S\leqslant S_i \qquad i=1,\cdots,N \tag{5-13}$$

r_i是样本中应力幅值 S_i的秩。尽管该分布在每个 S_i处仍然会有阶跃变化，但是现在 N 远大于柱形个数，而且分布通常非常平滑。

依据逆 cdf（$1-P(S)$）绘制分布图通常也是有用的，因为它很好地突出了最大循环的分布。这通常被称为超越图，用于疲劳和极限分析。图 5-10 显示了与图 5-8所示的直方图具有相同数据的超越图。在这个图中，幅值在最高末端处如何表现以及在更低概率处推断如何继续至更高水平，均更加清楚。对数坐标也很好地与分布相配，随载荷增加达到概率为零。

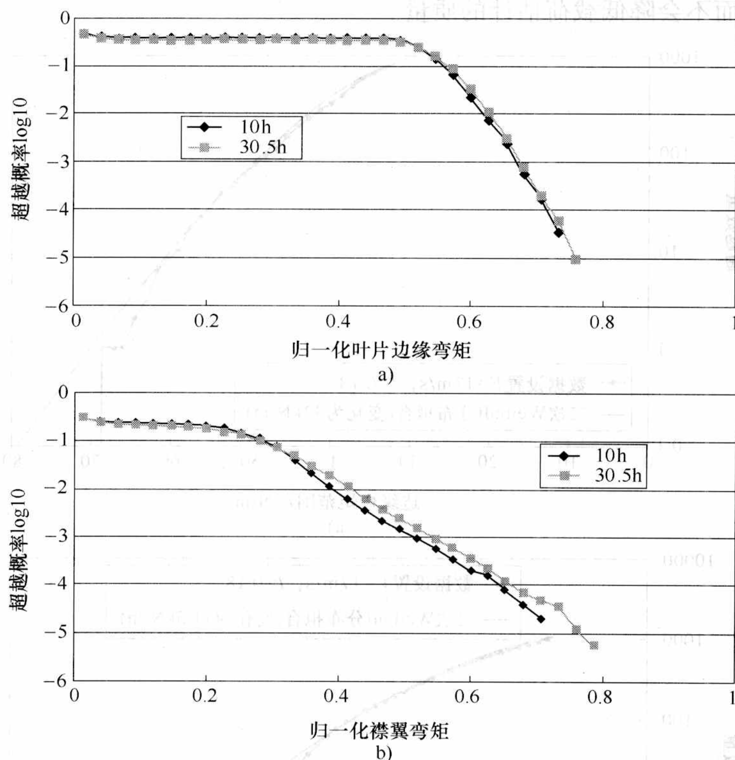
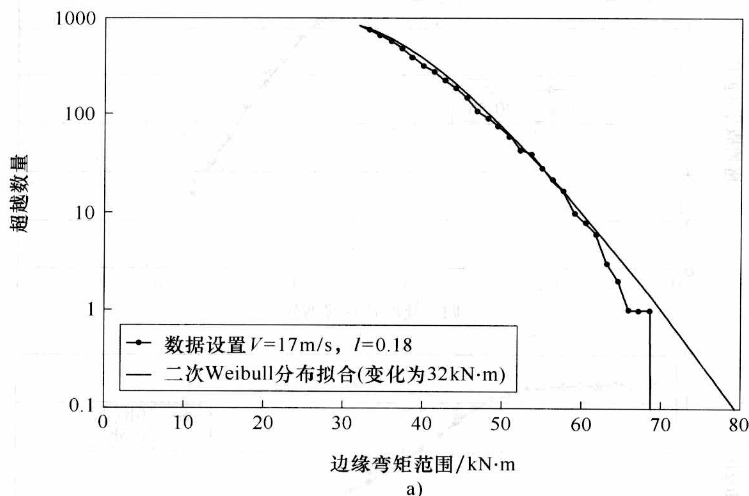


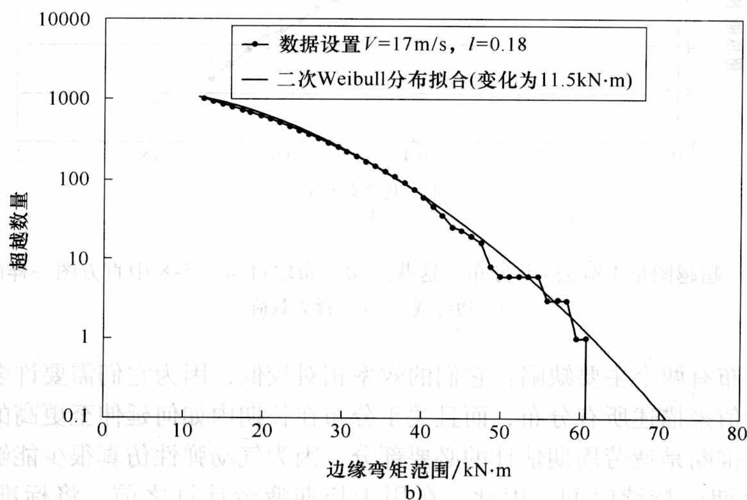
图 5-10　超越图是 1 减去 cdf 分布。这些经验分布取自与图 5-8 中直方图一样的数据
a）边缘载荷　b）襟翼载荷

经验分布有两个主要缺陷：它们的效率相对较低，因为它们需要许多载荷等级下概率实际值来描述所有分布，而且关于分布在长期内如何延伸至更高的幅值没有信息。载荷推断是疲劳周期估计的必要部分，因为气动弹性仿真很少能够得到等于风力机寿命期的持续时间。因此，在用于长期疲劳计算之前，将标准解析分布（例如威布尔或者 Gumbel 版本）与经验数据拟合，通常是有用的。解析分布通过仅几个参数定义了整个范围内的载荷。因此它们对于载荷推断是有用的，因为随着发生概率达到零，它们将概率分配至更高等级的载荷。

拟合分布有必要在低端处截平，并且推移与疲劳损伤中最大比例的数据拟合。图5-11显示了将最低幅值的循环去除后与推移分布拟合的例子。该例子中超过80%的来自每个襟翼和边缘载荷的循环被去除。然而加载的损伤潜力几乎未受影响。图5-12显示了低端截平中损失的损伤量取决于计算损伤中使用的指数 b。仅有最小指数，$b=3$，典型的是焊接钢，显示了一些可测量的损伤缺失。尽管如此，由于去除80%最小循环导致的损伤缺失几乎总是低于10%。对于 b 值为6的铝材和 b 值为9或者更高的玻璃纤维复合材料，遗漏的损伤可以忽略不计，甚至可以应用更多滤波而不会降低载荷估计的质量。



a)



b)

图5-11　疲劳载荷在低端截平从而仅考虑那些具有显著损伤的循环的例子，与准威布尔分布拟合以表示测量数据并推断至更大的、发生频率低的载荷幅值（Manuel 等，2001）

a）边缘载荷　b）襟翼载荷

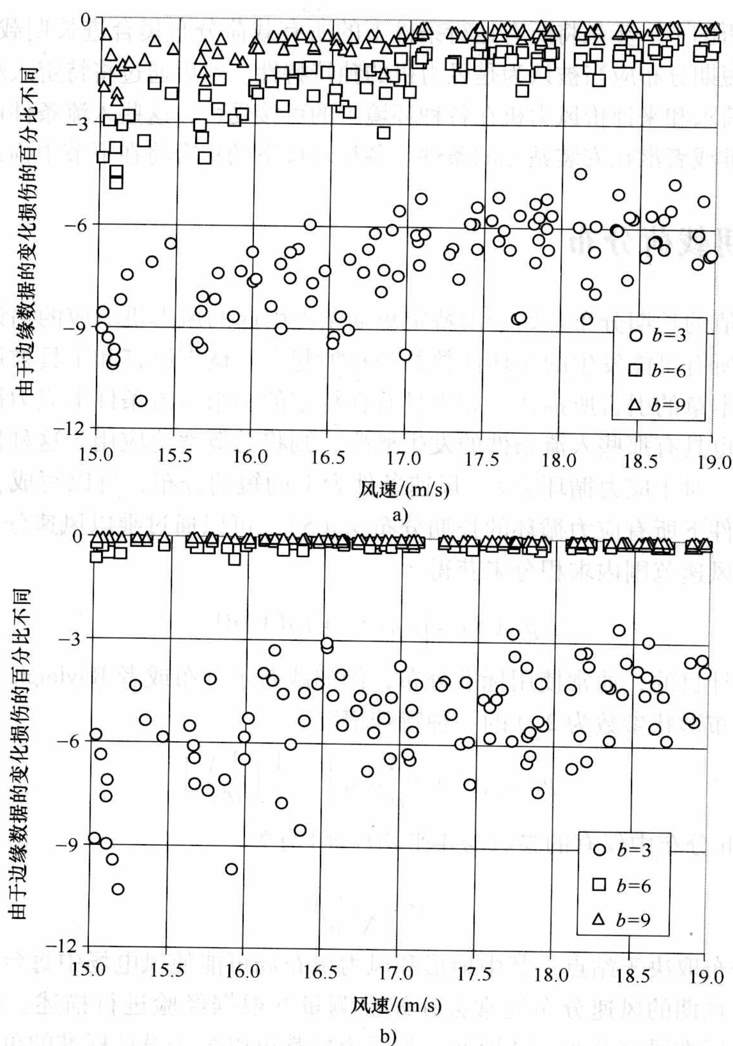


图 5-12　对于高疲劳指数 b，通过忽略最小幅值循环造成的损伤量丢失可以忽略，对于最低的疲劳指数仍然较小（Manuel 等，2001）

a）边缘载荷　b）襟翼载荷

如果使用经验分布，可以节省将分布与短期数据拟合的努力，而且至少在理论上可以避免不恰当分布拟合的潜在误差。然而，不利的一面是经验分布仅由定义了每个概率等级处分布的数字表组成，并且不容易服从对比分析。通过采取努力使之适应解析分布，风力机的特性可以作为平均风速的函数进行参数化描述。解析也容易延伸至其他入流参数，例如湍流强度和风剪切——如果那些特性准备在附加的仿真研究中被明确地建模。

疲劳分析的下一步是将所有运行条件下的所有载荷分布集合进长期载荷分布中。疲劳载荷的短期分布应当被认为是风力机的独特特性。然后通过将特定入流条件下的这些特征载荷求和来评价风力机在各种环境中的可接受性，这些入流条件可能来自不同的设计标准或者潜在安装站点的条件。各种环境下的集合将在下节中描述。

5.4 长期载荷分布

应力幅值的长期分布开始于由特定短期条件引起的风力机响应的估计，然后将特定条件下所有可能发生的循环计数的分布加起来。概率语言和工具被用于实现这一过程，如本章的引言所描述。如果具有在特定的一组入流条件下应力循环发生的概率，而且也具有那些入流条件的发生概率，则将总概率论应用于这种情况是一件简单的事情。对于应力循环为 S、风速条件为 V 的短期分布，可以写成 $p_{ST}(S \mid V)$。所有风速条件下所有应力循环的长期分布 $p_{LT}(S)$，可以通过乘以风速分布 $p(V)$ 并在所有潜在风速范围内求积分来获得。

$$p_{LT}(S) = \int p_{ST}(S \mid V) p(V) \mathrm{d}V \tag{5-14}$$

出于设计目的，通常使用标准分布，例如威布尔分布或者 Rayleigh 分布，后者是威布尔分布形状参数为 2.0 的一种特殊情况。

$$p_{\text{Rayleigh}}(V) = \frac{V}{\sigma^2}\exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{V}{\sigma}\right)^2\right] \tag{5-15}$$

Rayleigh 分布中仅有的参数与年平均风速 $\overline{V}$ 有关：

$$\sigma = \sqrt{\frac{2}{\pi}}\overline{V} \tag{5-16}$$

风速分布取决于站点，其中地形和风力机布局可能使风电场中每台机器的入流产生差异。预期的风速分布通常会在站点测量并根据经验进行描述。出于设计目的，定义了标准风速分布，从而使一类风力机都可以关于设计标准的单一目标设置得到评价。特定站点处在任何风力机被安装之前，通过实际站点条件产生的载荷估算必须根据设计假设得以评价。对于站点评估，标准风速分布可能不足够适合使用，因为强风下很小的失真的可能性就可能造成疲劳损伤估计的明显差异。每个站点都要进行评估，根据是否会预期产生长期载荷分布，多少比设计的载荷分布更加严重，这也是长期疲劳载荷分布函数如此重要的一个原因。长期载荷分布设计定义了一个载荷包络线，所有应用都要落在其中。如果没有，则在风力机被鉴定为适合应用之前，需要进行设计修正或者翻新。

为了简化，大多数设计计算使用所选择的单一特征水平的湍流强度来产生适度保守的疲劳载荷谱估计。然而，也可能将载荷的短期分布作为平均风速和湍流强度两者的函数进行估计，并对两个变量积分以产生疲劳载荷的长期分布。

$$p_{LT}(S)=\iint p_{ST}(S\mid V,I)p(V,I)\,\mathrm{d}V\mathrm{d}I=\iint p_{ST}(S\mid V,I)p(V)p(I/V)\,\mathrm{d}V\mathrm{d}I \tag{5-17}$$

风速和湍流强度的联合分布 $p(I, V)$ 可通过风速分布和平均风速条件下的湍流强度分布 $p(I/V)$ 的乘积给出。

载荷推断是疲劳载荷估计的必要组成部分，因为气动弹性仿真结果很少能够得到等于风力机寿命期的持续时间，即使仅局限在那些风力条件足够恶劣而产生明显疲劳的情况。通过将解析分布函数与短期载荷分布拟合，可以最好地完成推断。

在拟合和推断之前，经验分布也可以聚合进长期经验分布中。优点是仅需要一个拟合而不是每个风速都需要一个。缺点是短期分布的集合需要在每个风速柱形中使用适当的时间相对比例（以及随后的数据样本数量）。否则，分布的高幅值端会由于缺少来自更低风速下分布上尾贡献的循环计数而失真。为了在最高风速处即使对于少量的仿真也可以具有正确的比率，在中等风速处产生合适仿真数量的计算努力通常会太大，从而使得这一方法难以实用。

对风速的积分是从切入风速到切出风速，通常假设风力机总是运行在这些风速限值之间而且从不运行在风速边界之外。仅是高风速切出的边界条件才有关系，因为切入边界条件附近发生的损伤相对较小。在实际中，通常去除高风速切出的边界条件，因为当风速过大时，风力机需要停车并且保持关闭一段时间。如果每次瞬时风速通过边界条件时允许风力机重复起动和停止，可能会造成很大的损伤。因为风力机在低于切出边界下停止的情况可能远多于超过切出风速后停止的情况。这一近似被认为有些保守，但是被广泛使用。

随着风力机从一种状态过渡到另一种状态，也会出现损伤的累积。在一些特殊事件期间也可能发生损伤，例如控制系统失效、功率损耗、电网瞬变、覆冰、紧急停机及很多其他的依赖于站点及风力机设计的潜在事件。这些事件必须通过估计事件发生频率及由事件导致的载荷分布来予以说明。这些都在疲劳寿命计算实施之前被添加到长期载荷分布中。

$$p_{LT}(S)=\left[N_T\iint p_{ST}(S\mid V,I)p(V,I)\,\mathrm{d}V\mathrm{d}I+\sum_i N_i p_i(S)F_T(E_i)\right]\frac{1}{N_{eff}} \tag{5-18}$$

式中，E_i是具有疲劳损伤潜力的事件，$p_i(S)$ 是由该事件引起的应力循环分布，N_i是由该事件引起的循环次数，F_T是 T 时间内该事件的发生频率。时间周期 T 内运行期间的总循环数是 N_T。必须选择时间周期内有效循环数用于集合暂态过程，但是当运行周期占主导时，可以使用 N_T作为有效循环数。

长期载荷分布通过对现场所有遇到情况的概率进行积分，将风力机对风力入流条件的特定响应映射（由每组入流条件下的一套短期载荷分布定义）到特定站点。根据特定标准类（IEC-1，2005）设计的风力机具有能够映射到一套标准条件的特征短期响应，从而产生设计载荷包络线。当这台风力机被评估在特定站点的适应性时，将短期载荷映射到站点条件中以产生具体站点的载荷包络线。疲劳寿命估算会

从两个载荷包络线中产生，如下节的描述。对于一套完整的短期载荷分布，入流条件（优先根据最佳拟合解析分布定义）这种比较的实现不需要气动弹性仿真附加的计算负担超过设计计算中所需要的。

5.5 疲劳寿命评估

仅在针对载荷和材料的疲劳特性已经应用适当的安全系数后，才可以出于设计目的对寿命进行评估。主要动机是产生一个设计程序，处理载荷与阻力的变化性，用这样的方式使很大的载荷与很小的强度同时发生的可能性具有足够小的概率。对于关键应用的寿命，这一概率必须很小，但是仅出于经济方面的考虑，可能会容忍更高一些的等级（Veers，1996；Veldkamp，2006）。这在图 5-13 得到示意性显示（Manuel 和 Veers，2008）。当极限载荷与最终强度进行对比时，设计条件更容易可视化，但是用于疲劳时方法大体相同。

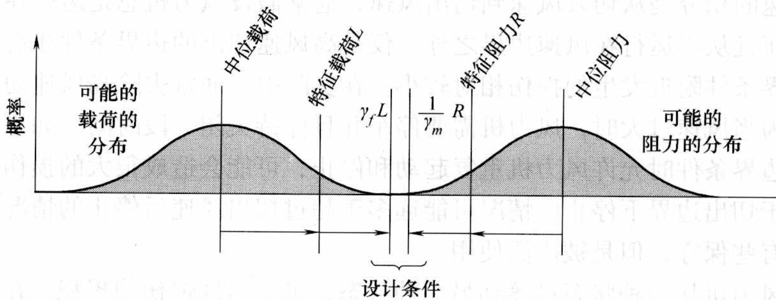


图 5-13　载荷与阻力系数的设计法则的原理示意图。设计条件是特征载荷乘以系数特征 α 必须小于特征阻力乘以系数特征 φ（Manuel 和 Veers，2008）

载荷与阻力系数设计的控制方程式提出：特征阻力 R，除以大于 1 的安全系数，$\gamma_m > 1$，必须大于特征载荷 L 乘以一个安全系数 γ_f，γ_f也大于 1。

$$\frac{1}{\gamma_m}R > \gamma_f L \tag{5-19}$$

在安全系数的应用中疲劳寿命相对极限载荷有一个重要的差别，其中载荷与阻力具有相同的单位并且直接进行对比。在疲劳中，将载荷应用于损伤模型并且用于产生估计寿命，进而与设计寿命进行比较。应用到载荷上的安全系数中对寿命期具有剧烈影响，而寿命期的安全系数对安全具有相对较低的影响。用公式表达疲劳的安全系数系统需要考虑这种非线性并且合理地应用安全系数。例如 IEC 设计标准（IEC，1998）将所有安全系数移到载荷侧作为应力的放大器而没有应用任何因数在损伤或者寿命期一侧。

$$\text{Damage} = \sum_i \frac{n_i}{N_F(\gamma_f \gamma_m S_i)} \leqslant 1.0 \tag{5-20}$$

特征载荷和阻力没有选在中间位置，但是也选择在已经接近更为保守的可能的数值分布的末端处。通常，特征值想要说明已知的和可测量的变化性，例如对于一种给定材料其疲劳强度的随机性。部分系数通常覆盖了作用、材料特性及模型不确定性的不利偏差（根据 ISO 2394），这也形成了 IEC 标准的可靠性基础。因此，部分安全系数为那些很难或者甚至不可能明确解释的影响提供了附加的裕量。特征载荷和安全系数都很重要，两个都必须被应用以确保为耐久设计提供足够的裕量（Ronold 等，1996；Tarp-Johansen 等，2003）。

当比较不同的标准时，特征载荷和安全系数之间有一个权衡。一个系统在特征阻力上可能需要很高的百分点，例如在一个高置信因数下 99% 的生存率，然后仅施加一个最小的安全系数。另外的系统可能会挑选一个更加适度水平的特征值，然后指定更大的安全系数。最终，足够的阻力仅依赖于特征载荷以及安全系数比率。每一个认证标准都将潜在规定与其他标准不同的系数。从不同的标准中去挑拣单个的系数是不安全的，因为每个标准都设计能够系统地涵盖所有不确定因素，并且对强度和载荷系数的权衡也不同。因此如果从一个标准中获取载荷的设计值（安全系数/部分系数），从另一个标准中获取阻力的设计值（安全系数/部分系数）时，必须非常小心。

疲劳寿命的实际计算是在长期应力循环分布的 pdf 内进行积分，并且将损伤分配给由 Goodman 图定义的每一个幅值 A 及均值 M。如果使用图 5-6 所示的循环计数经验直方图工作，则计算可以写成如下形式：

$$D = N_T \sum_{i=1}^{N_T} p_{LT}(M_i, A_i) D(M_i, A_i) \tag{5-21}$$

或者，可以将给定幅值与均值的应力循环转化为零均值处的等效应力幅值 S_{eff}，并且用短期载荷的拟合分布去估计出一个平滑的有效应力幅值长期分布，并且将它应用到适用于零均值条件的疲劳曲线。损伤估计就可以写成：

$$D = N_T \int p_{LT}(S_{eff}) C^* S_{eff}^b \mathrm{d}S_{eff} \tag{5-22}$$

根据 IEC 惯例［见式（5-20）］，应力幅值与载荷和阻力安全系数相乘：

$$D = N_T \int p_{LT}(S_{eff}) \frac{(\gamma_f \gamma_m S_{eff})^b}{C} \mathrm{d}S_{eff} \tag{5-23}$$

计算寿命 T_{calc} 通过 Miner 法则的假设进行估算，该法则假设当 $D=1$ 时失效产生。那时的总循环数通过一个平均循环频率 f_{avg} 与寿命期相关联：

$$T_{calc} = \frac{C}{f_{avg}} \left(\int p_{LT}(S_{eff}) (\gamma_f \gamma_m S_{eff})^b \mathrm{d}S_{eff} \right)^{-1} \tag{5-24}$$

设计检验方程式要求计算寿命必须大于指定特征寿命 T_{calc}。特征寿命本身可能是一个膨胀值，以提供额外的保守设计：

$$T_{calc} \geqslant T_{char} \tag{5-25}$$

通常将损伤模型应用于短期分布以检验哪个风速导致最大的损伤，是很有用的。损伤可以通过对每个风速条件下的应力进行积分而写成风速的函数。

$$D(V) = f_{avg}\int p_{ST}(S_{eff})\,C^{*}S_{eff}^{-b}\,\mathrm{d}S_{eff} \tag{5-26}$$

当损伤被归一化为所有风速下的单位面积，它表示了一个损伤密度函数，能够清楚地显示运行包络线中损伤来自于哪里。图 5-14 显示了材料疲劳特性中的指数如何对大多数损伤积累的风速产生主要的影响。这个例子假设威布尔分布中应力幅值的均值随风速增加而线性增加。一些风力机部件应力表现近似如此，但是还有一些，尤其是襟翼载荷及其他与风力机上推力相关的载荷，当控制器在额定风速以上对叶片进行调桨时，能够随着风速开始降低（Moriarty，2008）。图 5-15 显示在宽风速范围内传动链转矩、塔基弯矩及叶片襟翼弯矩仿真的最大、最小和平均值，说明了不同风速下载荷的响应如何不同。

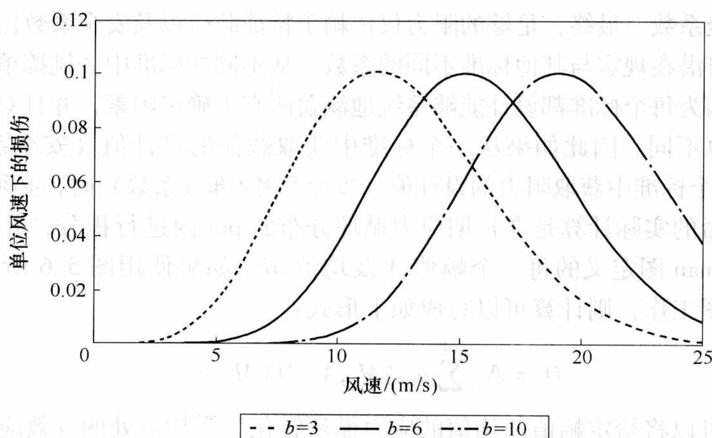


图 5-14　用于威布尔分布应力幅值的损伤密度函数，威布尔分布均值随着风速而线性增加。风速分布为 Rayleigh 分布，均值为 8m/s。图示对应不同材料疲劳指数 b

允许设计者评价结构处于目标检验方程式的安全侧或是不安全侧（例如式（5-19)和式（5-20)）的确定性设计标准在设计和优化过程中很有用。设计标准基于某些对失效概率需要多低的期望。可以对安全系数和特征值进行调整以产生期望的非失效概率（Ronold 和 Larsen，2000；Ronold 和 Christiansen，2001；Sørensen 和 Tarp-Johansen，2004；Sørensen 和 Tarp-Johansen，2005；Veldkamp，2008）。这使得设计者获得期望的概率结果而不用经历概率分析中的所有困难。然而，了解实际设计评价与特定设计标准之间实际存在着什么样的裕量也是有用的。大的计算寿命不一定是好的安全措施，因为具有大的疲劳指数时，应力等级的很小变化都会产生寿命中幅值次方的差异（Sutherland 等，1994）。因此，通过评估每个控制参数的不确定性及传播所估计的超过特征或期望寿命的失效概率来估计失效概率非常有用（Veers 等，1994；Veers 和 Winterstein，2000；Veldkamp，2006）。针对这些目的已经提出的完整的疲劳载荷参数化模型非常有用，这样每一个参数都能够随着其固有

的随机性和不确定性一致变化以产生一套可能的结果。蒙特卡罗（Monte Carlo）方法是能够给出相对容易重复计算的合理方法（Rubinstein，1981）。它也可能评估哪些参数对失效概率负最大责任。结构可靠性方法不仅在从大量不确定参数中确定早

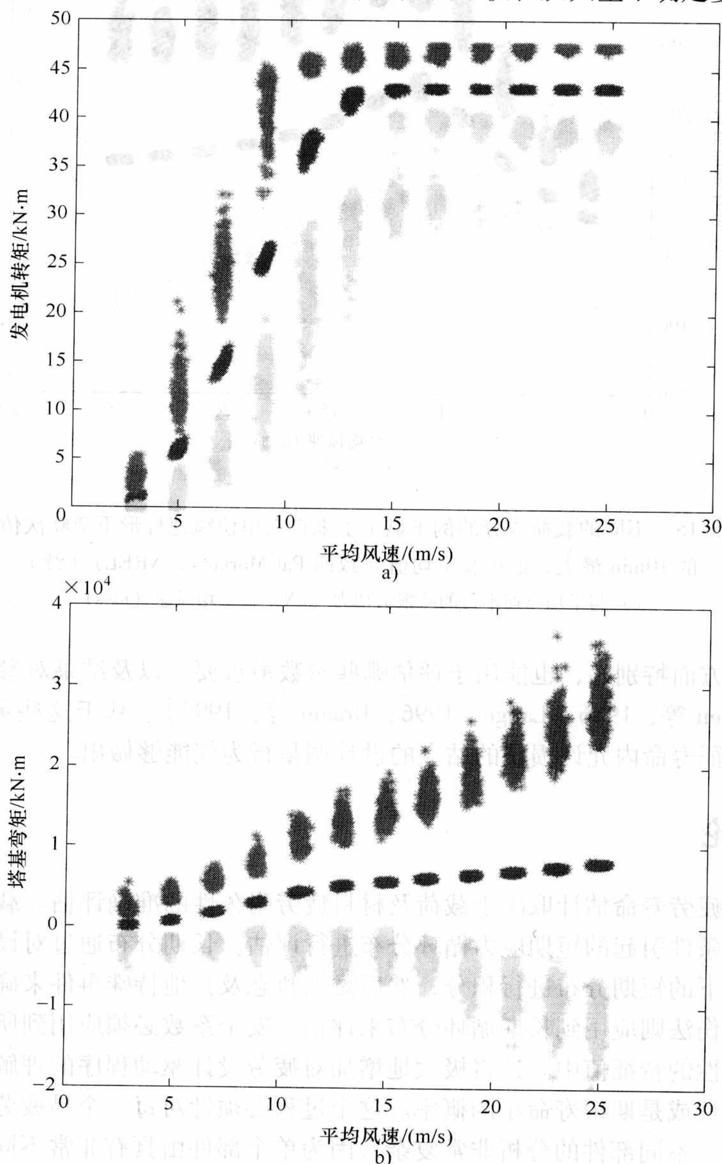


图 5-15　不同的载荷成分的例子显示了来自在单位风速柱形下 200 次仿真的 10min 最大、最小及平均值（致谢 Pat Moriarty，NREL）

a）发电机转矩（kN · m）对平均风速（m/s）　b）塔基弯矩（kN · m）对平均风速（m/s）

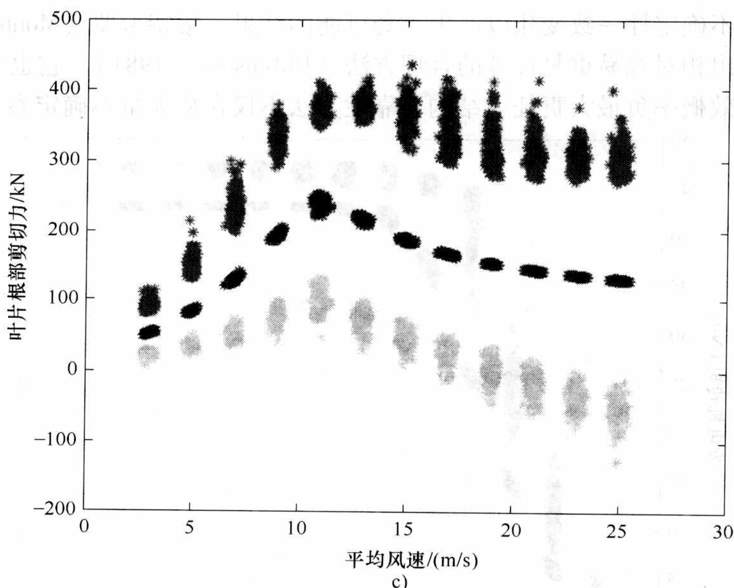


图 5-15　不同的载荷成分的例子显示了来自在单位风速柱形下 200 次仿真的 10min 最大、最小及平均值（致谢 Pat Moriarty，NREL）（续）

c）与平均风速平行的叶根剪切力（kN）对平均风速（m/s）

期失效概率方面特别好，也能用于评估哪些参数最重要，以及结果对参数变化的灵敏性（Madsen 等，1986；Lange，1996；Braam 等，1999）。基于这些灵敏度估计，对于超过特征寿命内允许损伤的站点的设计调整行为就能够做出。

5.6　结论

风力机疲劳寿命估计取决于载荷及材料疲劳耐久性的准确评估。载荷通过定义由特定入流条件引起的短期应力循环分布进行评估。长期分布通过对设计标准中所有入流条件下的短期分布进行积分，然后添加暂态及其他特殊事件来确定。疲劳寿命通过将损伤法则应用到长期循环分布来评估。安全系数必须应用到所有的施加载荷及材料特性的特征值中。这将极大地增加对疲劳设计驱动程序的理解，以评估计算寿命比特性或是期望寿命小的概率。这个过程必须针对每一个易疲劳的风力机部件重复进行。不同部件的分析非常复杂，因为单个部件由具有非常不同疲劳特性的材料（例如焊接钢相对玻璃纤维）制成的，并且在入流条件（风速）与应力响应之间不是都共有相似的关联。载荷和阻力系数设计方法中的确定性设计检验方程式允许设计者通过使用已调整到最终目的的安全系数来提出具有可接受的低失效概率的结构。针对调整那些系数的研究是正在进行的课题，并且对于优化设计成本与耐

久性的能力非常关键。

5.7 参考文献

Braam, H, Christensen, C J, Ronold, K O and Thøgersen, M L, 'PRODETO, a computer code for probabilistic fatigue design', *Proceedings of EWEC 1999: Wind Energy for the next Millennium*, Nice, France, 1–5 March 1999, eds. Petersen, E L, Hjuler Jensen, P, Rave, K, Helm, P and Ehmann, H, James & James Science Publishers, Sunnyvale, CA, 1999.

Brown, L M, *Dislocations and Fatigue Strength of Metals*, Pergamon Press, Sunnyvale, CA, 1981.

Cotrell, A H, *Mechanical Properties of Matter*, Wiley, New York, 1969.

Dowling, S D and Socie, D F, 'Simple rainflow counting algorithms', *Int J of Fatigue*, Vol. 4, No. 1, 1982.

Fitzwater, L M, 2002. 'Estimation of Fatigue and Extreme Load Distributions from Limited Data with Application to Wind Energy Systems', PhD thesis, Stanford University, Stanford, California, 2002.

IEC-1, '*Wind Turbine Generator Systems – Part 1: Safety requirements*', 61400-1, edition 2, International Electrotechnical Commission, IEC, 1998.

IEC-1, '*Wind Turbine Generator Systems – Part 1: Safety requirements*', 61400-1, edition 3, International Electrotechnical Commission, IEC, 2005.

ISO 2394, '*General principles on reliability for structures*', ISO 2394:1998, International Organization for Standardization, ISO, 1998.

Jonkman J M and Buhl M L, Jr., '*FAST User's Guide*', NREL/EL-500–38230 (previously NREL/EL-500–29798). NREL: Golden, CO, 2005.

Lange, C H, 'Probabilistic Fatigue Methodology and Wind Turbine Reliability', (Stanford University PhD thesis) SAND96-1246, Sandia National Laboratories, 1996.

Larsen, T J and Hansen, A M, '*How 2 HAWC2, the user's manual*', Risø-R-1597(ver. 3–1) (EN) Risø National Laboratory, Technical University of Denmark Roskilde, Denmark Dec. 2007.

Lundberg G, Palmgren A, 'Dynamic capacity of rolling bearings', *Acta Polytechnica Mech. Eng. Series*; Vol. 2, 96, 1952.

Madsen, H O, Krenk, S and Lind, N C, *Methods in Structural Safety*, Prentice-Hall, 1986.

Manuel, L, Veers, P S and Winterstein, S R, 'Parametric Models for Estimating Wind Turbine Fatigue Loads for Design', *Journal of Solar Energy Engineering, Trans. ASME*, Vol. 123, November, 2001.

Manuel, L and Veers, P S, 'Relating Site-Specific Risks to Standard Design Criteria and Extreme Events', *Prococeedings WindPower 2008*, American Wind Energy Association, Houston, TX, June 2–4, 2008.

Miner, M A, 'Cumulative Damage in Fatigue', *J Applied Mechanics, Trans. ASME*, Vol. 67, Sept. 1945.

Mitchell, M R, 'Fundamentals of Modern Analysis for Design', *Fatigue and Microstructure, ASM Material Science Seminar*, St. Louis, MO, October 1978, ASM, 1979.

Moriarty, P J, Holley, W E and Butterfield, C P, 'Effect of turbulence variation on extreme loads prediction for wind turbines', paper AIAA-2002-0050, 2002.

Moriarty, P, 'Database for Validation of Design Load Extrapolation Techniques', *Wind Energy*, Vol. 11, No. 6, 2008.

Nelson, L D, Manuel, L, Sutherland, H J and Veers, P S, 'Statistical Analysis of Inflow and Structural Response Data from the LIST Program', *Journal of Solar Energy*

Engineering, Trans. of the ASME, Vol. 125, No. 4, November, 2003.
Nijssen, R P L, 'Fatigue Life Prediction and Strength Degradation of Wind Turbine Rotor Blade Composites', (Technical University of Delft PhD thesis) SAND06-7810, Sandia National Laboratories, November, 2006
Øye, S. '*FLEX 5 User Manual*', Technical University of Denmark, Lyngby, 1999.
Ronold, K O and Echtermeyer, A T, 'Estimation of fatigue curves of composite laminates', *Composites Part A*, 27A, Elsevier Science Ltd., 1996, pp. 485–491.
Ronold, K O, Wedel-Heinen, J, Christensen, C J, 'Calibration of partial safety factors for design of wind-turbine rotor blades against fatigue failure in flapwise bending', *1996 European Union Wind Energy Conference*, Goteborg, Sweden, 20–24 May, 1996.
Ronold, K O and Larsen, G C, 'Reliability-based design of wind-turbine rotor blades against failure in ultimate loading', *Engineering Structures*, Vol. 22, 2000, pp. 565–574.
Ronold, R O, Christiansen, C J, 'Optimization of a design code for wind-turbine rotor blades in fatigue,' *Engineering Structures*, Vol. 23, 993–1004, 2001.
Rubinstein, R Y, *Simulation and the Monte Carlo Method*, John Wiley & Sons, New York, 1981.
Sørensen, J D, Tarp-Johansen, N J, 'Optimal structural reliability of wind turbines', in *ICOSSAR Rome*, A G Schüller, M Ciampoli (eds), ICOSSAR, Millpress Science Publishers, Rotterdam, 2005.
Sørensen, J D and Tarp-Johansen, N J, 'Cost-optimal structural Reliability of offshore wind turbines', in *The Science of Making Torque from Wind*, G A M van Kuik (ed), EWEA, Duwind, Delft University of Technology, Delft, 2004.
Sutherland, H J, Veers, P S and Ashwill, T D, 'Fatigue Life Prediction for Wind Turbines: A Case Study in Loading Spectra and Parameter Sensitivity', *Case Studies for Fatigue Education, ASTM STP 1250*, R I Stephens, Ed., American Society for Testing and Materials, Philadelphia, 1994, pp. 174–207
Sutherland, H J and Veers, P S, 'Effect of Cyclic Stress Distribution Models on Fatigue Life Predictions', *Wind Energy –1995*, W Musial, Ed., ASME, SED – Vol. 16, 1995.
Sutherland, H J, 'On the fatigue analysis of wind turbines', SAND99-0089, Sandia National Laboratories, June, 1999.
Tarp-Johansen, N J, Madsen, P H and Frandsen, S, 'Background document for partial safety factors for extreme load effects, Proposal for the 3rd Ed. of IEC 61400: Wind turbine generator systems – Part 1: Safety Requirements', Risø report R-1319(EN), Risø National Laboratory, ISBN 87-550-3002-5, 2003.
Thomsen, K, 'The Statistical Variation of Wind Turbine Fatigue Loads', Risoe-R-1063, September 1998
Tsai, Steven W. (ed.), *Strength and Life of Composites*, Composites Design Group, Department of Aeronautics & Astronautics, Stanford University, Stanford, CA, 2008
Veers, P S, 'Blade Fatigue Life Assessment with Application to VAWTs', *Journal of Solar Energy Engineering, Trans. of the ASME*, Vol. 104, No. 2, May 1982, pp. 106–111.
Veers, P S, 'Three-Dimensional Wind Simulation', SAND88-0152, Sandia National Laboratories, March 1988.
Veers, P S, Winterstein, S R, Lange, C H and Wilson, T A, 'User's Manual for FAROW: Fatigue and Reliability of Wind Turbine Components', SAND94-2460, Sandia National Laboratories, November 1994.
Veers, P S, 'Fatigue Reliability of Wind Turbine Fleets: The Effect of Uncertainty on Projected Costs', *Journal of Solar Energy Engineering, Trans. of the ASME*, Vol. 118, No. 4, November 1996.

Veers, P S, and Winterstein, S R, 'Application of Measured Loads to Wind Turbine Fatigue and Reliability Analysis', *Journal of Solar Energy Engineering, Trans. of the ASME*, Vol. 120, No. 4, November 1998.

Veers, P S and Winterstein, S R, 'Theory Manual for FAROW Version 1.1: A Numerical Analysis of the Fatigue and Reliability of Wind Turbine Components', SAND94-2459, February 2000.

Veldkamp, H F, 'Chances in Wind Energy: A Probabilistic Approach to Wind Turbine Fatigue Design', PhD thesis, Delft Technical University, Delft, 2006.

Veldkamp, D, 'A Probabilistic Evaluation of Wind Turbine Design Rules', *Wind Energy*, Vol. 11, No. 6, 2008.

第2部分 风能系统材料、设计和部件开发

第6章 风力机风轮的气动设计

C. BAK，Risø国家可再生能源实验室，丹麦技术大学，丹麦

摘要：本章描述了水平轴风力机风轮的气动设计过程。除了发展现状外，还描述了数学模型、翼型选择、设计要求的风轮控制，包括通常的制约条件。从风轮尺寸、翼型类型和叶片数量的选择到叶片精确的气动外形简述了一个风轮设计过程的例子。在本章的最后，勾画了未来趋势，并附上了更多信息的来源。

关键词：风轮设计，风力机风轮，风力机翼型，气动设计

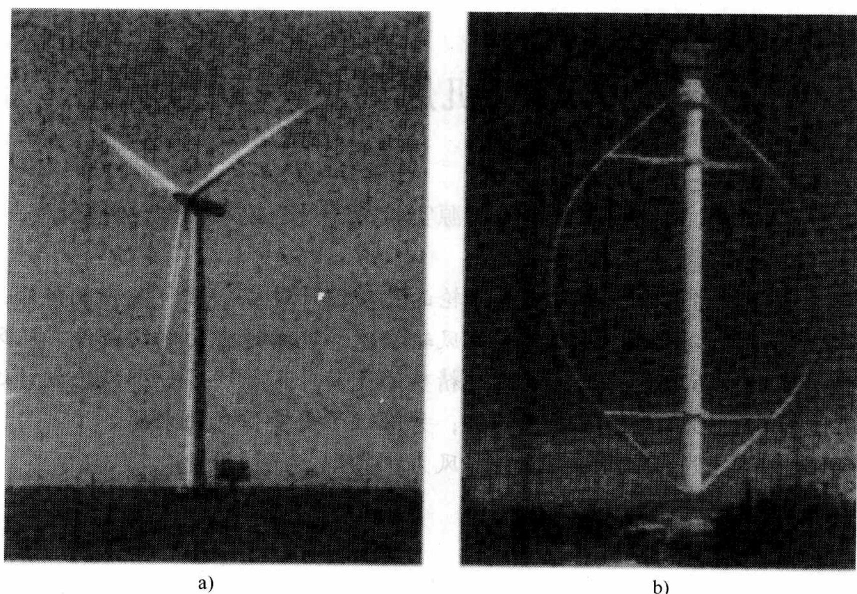
6.1 引言

风轮及其叶片是风力机捕获来自风的动能、将其转换为机械能并进一步转换为电能、加热水以及抽水蓄能的组成部分。风轮捕获能量的一个结果是使通过风轮扫掠面区域的气流速度在风轮平面及其后端减缓。有许多种不同的方法可以用来捕获风能。风力机的风轮，按照叶片上产生驱动力的类型可以分为升力型和阻力型。按转速可以分为低速、大转矩型和高速型，后者在电力生产中应用较普遍。另外，风力机也可分为水平轴型风力机（HAWT）和垂直轴型风力机（VAWT）。HAWT（见图6-1a）是目前最为常见的机型，具有不同数量的叶片，由翼型上的升力驱动并具有较高旋转速度。VAWT（见图6-1b）也是由翼型上的升力驱动并高速旋转。目前三叶片水平轴上风向型风力机是绝对的主流机型。2008年[1]，世界排名前十位的风力机供应商安装了约94%的风能新增装机容量，全部采用这种机型。由于水平轴型风力机明显的统治地位，本章对风轮气动设计的论述将限于由翼型上升力驱动的高速水平轴型风力机。

本章简要描述了风轮气动设计的发展现状，给出了使用简单通用方法的风轮气动设计基础。对风轮设计的介绍是基于叶素动量（BEM）方法，接着描述了叶片节段翼型性能、转速的确定、风轮尺寸选择、设计约束、叶片数量选择以及如何评

估风轮设计。基于这些介绍，举例描述了一个风轮的设计过程，其中设计了1MW风力机风轮的草案。在本章的最后，给出了未来趋势和更多信息的来源。

尽管本章的范围是关于风轮的气动设计，但应该强调的是，风轮的设计过程应考虑作为风力机设计过程的一部分，风力机设计还包括整个风力机的气动弹性响应和叶片的结构设计。因此，随着本章对风轮气动设计的描述，读者时常会被提醒它与风力机其余部分的强联系，以强调该问题。



a)　　　　　　　　b)

图　6-1

a）水平轴型风力机（HAWT）：Siemens 2.3MW 风力机，轮毂高 69m，位于丹麦 Rødsand（供图：Christian Bak，RisøDTU）

b）垂直轴型风力机（VAWT）：Éole 4MW 风力机，高 110m，位于加拿大，Cap Chat，Quebec（供图：Paul Gipe）

6.2　发展现状

很多用于风力机风轮气流预测的仿真工具已经被开发出来。它们涵盖的范围从非常简单的模型，如需要较少计算手段的叶素动量（BEM）方法，到非常先进的模型，如三维计算流体动力学（CFD）方法，可以解决风轮边界层和风轮平面上下游数倍直径区域内的问题，因而需要高效的计算方法。然而截至2010年，尽管计算机能力得到了快速发展，使用先进方法的预测仍然耗时太多，只能用作评估风轮设计的工具，而不能用于风轮的固有迭代设计过程。

这就是BEM方法不仅在风轮的空气动力学预测工具中广泛使用，而且也被应用于整个风力机气动弹性响应预测工具中的原因。2010年，设计风轮的通常做法是首先使用

诸如 BEM 的简便方法得到设计草案，并用所谓的气动弹性代码进行评估。如果风轮设计证实是有效的，就可以在条件允许的情况下，使用高级工具例如 CFD 方法进行评估。

风轮的上述设计方法是一种基于试错的手动过程，如果设计者经验丰富，便可以非常有效。而且，也可以使用数值优化方法进行设计，其中要使目标函数最小化或最大化。目标函数可以是功率系数或者年发电量（AEP），并满足一定的约束条件，例如低于一定水平的最大负荷，以及超过一定水平的叶片绝对厚度分布以确保一定的最低刚度。在此工具中，可能与气动弹性规划结合，一定程度上可以实现风轮和风力机设计的自动化。然而，这一设计研究的输出依赖于目标函数和约束条件，因此需要经验丰富的用户来实施这样的设计过程。此外，这种设计方法较为费时，尤其是当设计基于气动弹性计算时，因此通常需要进行一定的简化以减少计算时间。不考虑时间消耗，使用这样的工具还是有利的，因为可以揭示出风轮设计的趋势，而这是经验所不具备的。至少有一种工具可以实现基于使用数值优化的空气动力学和气动弹性计算的设计[2,37]。如果空气动力学优化足够的话，将很少会有其他工具存在[3]。

由于风轮设计过程中通常采用简单的叶素动量（BEM）方法，因而使用更加先进的方法进行评估便会具有较大优势。最耗时的仿真方法基于叶片和风轮表面几何形状的精确建模，其中需要解决气流流过表面的边界层问题。这里，很大一部分运行时间耗费在生成满足一些必要条件的计算网格上，以便得到好的解。除了商业化的 CFD 软件外[4-6]，从 1990 年代开始已有大量的工作投入到这一风力机技术的开发中来[7-10]。也存在一些简化模型，其中风轮的建模通过在气流中引入体分布的作用力，或者通过线模拟每个叶片（Actuator Line 方法）[11,12]，或者通过盘模拟整个风轮（Actuator Disc 方法）[13]，其中在整个风轮平面上忽略了叶片的作用力。如前所述，用这些方法得到的结果与采用精确模型所得相当吻合，例如，沿着叶片的功率曲线和作用力分布非常相似。然而，不能从中提取出例如翼型特征和叶尖气流等细节。最后，使用离散涡的技术已经开发并发展得很快，但这也取决于风力机后面的尾流是否可以自由移动或者不变[14]。

6.3　风轮设计过程中使用的模型和元素

从上一节的内容可知，对于风轮的性能预测和空气动力学设计，最常用的方法是 BEM 方法，需要较少的计算量。本节中，描述了使用 BEM 方法进行风轮空气动力学设计所需的元素。由于风轮空气动力学设计应当集成到整个风力机设计的考虑中，因此对风轮空气动力学设计过程中相关的约束条件等方面也进行了描述。此外，为了使风轮的设计过程具有可操作性，介绍了一些经验规则，但这些规则是基于现有风轮设计经验，可能不适合于所有设计。

6.3.1　风轮空气动力学

BEM 方法出现于 20 世纪 30 年代[15]，后来陆续出现了一些其他方法，但并没

有很大的区别[16-18]。接下来将以一个简化模型开始介绍这种方法，假设通过整个风轮的气流以同样的方式作用在所有点上，从而使之成为一个一维问题。另外，忽略风轮损耗，例如空气粘滞性产生的摩擦以及叶尖气流引起的损耗。对简化的一维模型的描述是基于对每个环形元素均使用一维模型，而且还考虑了空气粘滞性造成的摩擦损耗和叶尖气流损耗。

1. 一维动量理论

在此首先分析通过风轮的气流，假设风轮是一个理想的圆盘，也即气流没有粘滞性的（无空气粘滞），而且叶尖部没有损失。圆盘具有使气流减速的特性。在图6-2中，显示了理想风力机风轮周围的气流示意图，其中还显示出了从风轮的上游远处到下游远处气流速度和压强的变化。

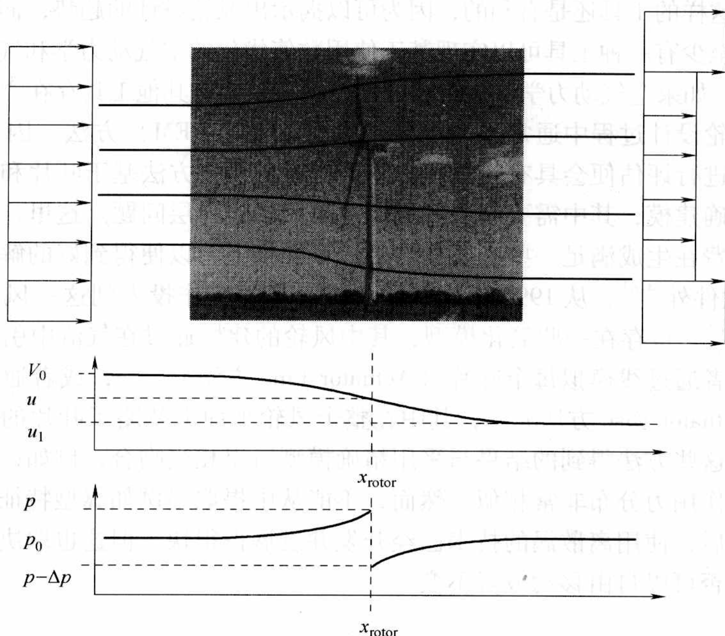


图6-2　理想风力机风轮附近气流示意图

根据伯努利方程，可以建立风轮上下游气流压强和速度之间的关系。伯努利方程指出沿着气流方向的动压力决定于气流速度。再加上静压力就等于总压力，式（6-1）：

$$\frac{1}{2}\rho u^2 + p = H \tag{6-1}$$

根据该式可知，速度降低时压力增加，反之亦然。然而，这个方程对于通过风轮平面的情况不成立，但可以分析风轮平面上下游的气流情况。在上游，关系可描述如下：

$$p_0 + \frac{1}{2}\rho V_0^2 = p + \frac{1}{2}\rho u^2 \tag{6-2}$$

在风轮的下游，关系可描述如下：

$$p_0 + \frac{1}{2}\rho u_1^2 = p - \Delta p + \frac{1}{2}\rho u^2 \tag{6-3}$$

将式（6-2）和式（6-3）相减，得到通过风轮平面的压降表达式：

$$\Delta p = \frac{1}{2}\rho(V_0^2 - u_1^2) \tag{6-4}$$

压降也可以表示为每秒钟内，空气通过风轮上单位面积的动量变化[18]：

$$\Delta p = \rho u(V_0 - u_1) \tag{6-5}$$

联立式（6-4）和式（6-5）得到：

$$u = \frac{1}{2}(V_0 + u_1) \tag{6-6}$$

式（6-6）告诉我们，风轮平面中的气流速度减速值正好是在风轮尾流中从上游远端到下游远端经历的总速度差的一半。因此，风速降低的另一半发生在风轮下游的尾流中。

在这种情况下，为了方便，定义一个轴向干扰因子 a：

$$u = (1 - a)V_0 \tag{6-7}$$

因此，从式（6-6）得到 $u_1 = (1 - 2a)V_0$ 以及捕获的功率 P、相应推力 T 的表达式如下[18]：

$$P = \frac{1}{2}\rho u(V_0^2 - u_1^2)A = 2\rho a(1 - a)^2 V_0^3 A \tag{6-8}$$

$$T = \Delta pA = 2\rho a(1 - a)V_0^2 A \tag{6-9}$$

通过风轮圆盘的动能功率 P_{wind}，及风轮圆盘上的滞止压力 T_{wind} 定义为

$$P_{wind} = \frac{1}{2}\rho V_0^3 A \tag{6-10}$$

$$T_{wind} = \frac{1}{2}\rho V_0^2 A \tag{6-11}$$

无量纲的功率和推力系数便于使用，可以利用式（6-10）和式（6-11）定义为

$$C_P = \frac{P}{P_{wind}} = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho V_0^3 A} \tag{6-12}$$

$$C_T = \frac{T}{T_{wind}} = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho V_0^2 A} \tag{6-13}$$

根据该定义，式（6-8）和式（6-9）可以写为

$$C_P = 4a(1 - a)^2 \tag{6-14}$$

$$C_T = 4a(1 - a) \tag{6-15}$$

式（6-14）对于理解风能捕获非常重要，因为它告诉我们可以得到的最大风能利用系数是 $C_P = 16/27$（大约为 0.593），该最大值的获得所对应的轴向干扰因子为 $a = 1/3$。这意味着不是所有的风能都可以被利用，而是最大只有 59%。当风

速在风轮平面内减小了自由风速的1/3并且是远端尾流中自由风速的2/3时，可以捕获最大功率的风能。对于为什么不是所有的功率都可以被提取出来的一种解释是，将做功后的空气从风轮上运走也需要消耗功率。如果空气完全停下来，所有的功率都被提取出来，那么空气将会在某处积累起来。因此需要在风中剩余一部分能量，用来将下游的空气运走，并远离功率捕获装置：风轮圆盘。从式（6-15）可见，相应的推力系数 C_T 为8/9（大约为0.89）。

如图6-3所示，当 a 值较小时，C_P 和 C_T 随着 a 的增加而增加。然而，当 $a>1/3$ 时，C_P 随 a 的增大而减小，而 C_T 仍然增大。对于 $a>1/3$，与实际风轮的空气动力学相比，理论越发变得不确定。当 $a=0.5$ 时，远端尾流达到静止；而当 $a>0.5$ 时，将导致远端尾流中出现反向气流。因此，对于 $a \geqslant 0.5$ 的情况，上述理论不再成立。根据这一理论，$C_T=1$，$a=0.5$ 是风轮的最高负荷。然而，在实际中，风轮可以过载，因为在理论推导中所使用的假设对于 $a>1/3$ 的情况不再成立。将在下一节讨论 $a>1/3$ 时的修正。

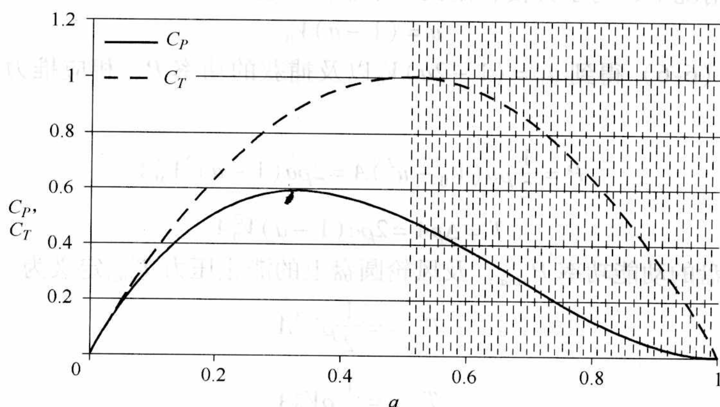


图6-3　一维动量理论中功率系数（C_P）和推力系数（C_T）作为轴向干扰因子（a）函数的曲线

2. 叶素动量理论

虽然通过风力机的气流因为叶尖部和叶根部的涡流，以及叶片之间的相互作用而变得非常复杂，但仍然可以用一种非常有效的方式简化这一过程。如图6-4所示，风轮可以划分为一系列展宽为 dr 的环状元素。由于在本节中的理论是基于一维动量理论的，因此必须假设相邻元素间不存在相互作用，一维动量理论可以表明这是一个很好的假设[18]。此外，必须假设风速沿所有环形元素的轴向和切向速度是均匀分布的。这意味着力不是集中在叶片上，而是分布在整个环形元素上。

图6-5给出了风轮叶片的截面图，并标明了BEM公式中使用的符号。叶片截面暴露于轴向速度（风速）V_0 和切向速度（特征速度）$r\omega$ 中。由于风轮上风的诱导速度是平行于升力但方向相反的，因此轴向速度减少为 $(1-a)V_0$，而切向速度

增加到 $(1+a')r\omega$。叶片截面受到的速度，即相对速度 W，就是轴向速度和切向速度的矢量和。风速 W 和风轮平面的夹角称作入流角 ϕ，沿顺时针为正方向。叶片一般扭曲的角度 θ，沿逆时针为正方向。该扭角定义为风轮平面和翼型弦线的夹角，翼型弦线是从翼型前缘端到后缘端。从相对速度 W 到弦线的夹角称为攻角 α，沿顺时针为正方向。

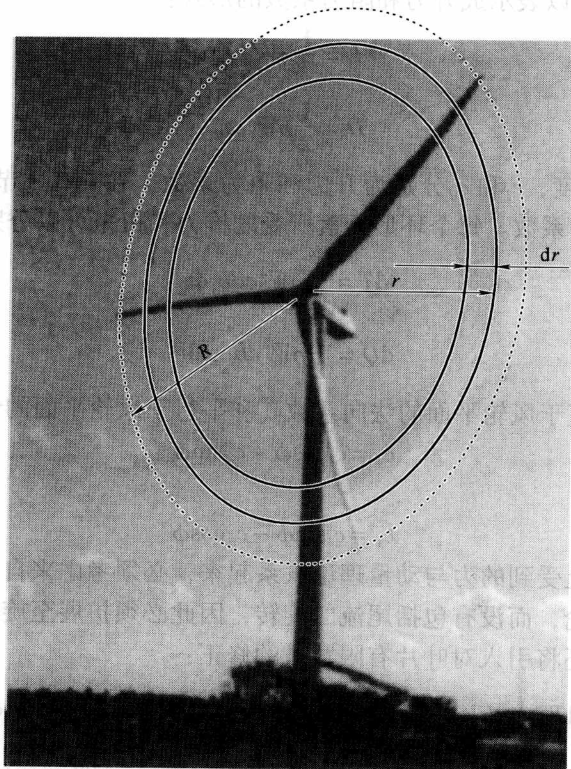


图 6-4　风力机风轮环形剖分示意图（Christian Bak 摄影：丹麦 Tjæreborg Enge 的 NM80）

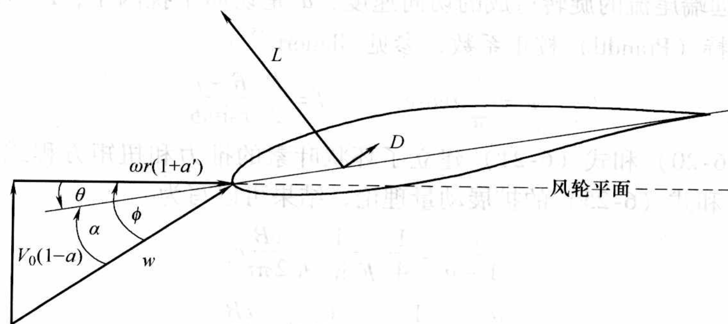


图 6-5　标明 BEM 公式所使用符号的风轮叶片截面示意图（箭头所指为正方向）

根据图6-5的示意，可以推导下面的表达式：

$$\alpha = \phi - \theta \tag{6-16}$$

$$\tan\phi = \frac{1-a}{1+a'}\frac{V_0}{r\omega} \Leftrightarrow \phi = \arctan\left(\frac{1-a}{1+a'}\frac{V_0}{r\omega}\right) \tag{6-17}$$

根据机翼截面理论，参见 Abbot 和 Doenhoff 的示例[20]，叶片上各个截面所受的升力和阻力，可以表示成升力和阻力系数的形式：

$$L = \frac{1}{2}\rho W^2 c c_l \tag{6-18}$$

$$D = \frac{1}{2}\rho W^2 c c_d \tag{6-19}$$

式中，c 是弦线长度，c_l和 c_d分别为升力和阻力系数。在 6.3.3 节“翼型性能”中将进一步讨论这些系数。每个环形元素所受的推力和扭矩可以分别表示为

$$\mathrm{d}T = \frac{1}{2}\rho W^2 cBc_y \mathrm{d}r \tag{6-20}$$

$$\mathrm{d}Q = \frac{1}{2}\rho W^2 cBc_x r\mathrm{d}r \tag{6-21}$$

式中，用到了垂直于风轮平面的法向系数 c_y和平行于风轮平面的切向系数 c_x：

$$c_y = c_l\cos\phi + c_d\sin\phi \tag{6-22}$$

且有

$$c_x = c_l\sin\phi - c_d\cos\phi \tag{6-23}$$

为了将叶素上受到的力与动量理论联系起来，必须考虑来自切向力的作用。上述讨论了一维理论，而没有包括尾流的旋转，因此必须扩展至旋转部分以反映切向的动量。此外，还将引入对叶片有限数量的修正：

$$\mathrm{d}T = \rho u(V_0 - u_1)F\mathrm{d}A \Leftrightarrow \mathrm{d}T = \frac{1}{2}\rho V_0^2 4Fa(1-a)2\pi r\mathrm{d}r \tag{6-24}$$

$$\mathrm{d}Q = \rho u u_t rF\mathrm{d}A \Leftrightarrow \mathrm{d}Q = \frac{1}{2}\rho V_0^2 4F(1-a)a'\frac{\omega r}{V_0}r2\pi r\mathrm{d}r \tag{6-25}$$

这里，u_t是远端尾流的旋转造成的切向速度，a'是切向干扰因子，F 是对叶片有限数目的普朗特（Prandtl）校正系数，参见 Glauert[15]：

$$F = \frac{2}{\pi}a\cos e^{-f} \qquad f = \frac{B}{2}\frac{R-r}{r\sin\phi} \tag{6-26}$$

上面的式（6-20）和式（6-21）建立了环状叶素的推力和扭矩方程式，现在结合式（6-24）和式（6-25）的扩展动量理论，结果可以写为

$$\frac{a}{1-a} = \frac{1}{4}\frac{1}{F\sin^2\phi}\frac{cB}{2\pi r}c_y \tag{6-27}$$

$$\frac{a'}{1+a'} = \frac{1}{4}\frac{1}{F\sin\phi\cos\phi}\frac{cB}{2\pi r}c_x \tag{6-28}$$

定义风轮的稠度为

$$\sigma = \frac{cB}{2\pi r} \tag{6-29}$$

轴向和切向的干扰可以分别表示为

$$A = 1\Big/\left(\frac{4F\sin^2\phi}{\sigma c_y} + 1\right) \tag{6-30}$$

$$a' = 1\Big/\left(\frac{4F\sin\phi\cos\phi}{\sigma c_x} - 1\right) \tag{6-31}$$

这些方程式需要进行迭代求解，因为 F、θ、c_y 和 c_x 都依赖于干扰因子 a 和 a'。而且，当轴向干扰系数 a 的值大于约 0.4 时，方程式与实际风轮气流不符。解释该情况，意味着风速在风轮平面内降低至自由风速的 60%，而在远端尾流中降低至只有自由风速的 20%。BEM 理论假设尾流不存在或只有很小的扩张。因此，当 $a > 1/3$ 时，必须修正推力系数，以与实际风轮气流相符。Glauert[15] 表明这种修正以及轴向干扰因子 a 和推力系数 C_T 之间不同的经验关系，可以更好地符合如 Hansen[18] 中的实测结果：

$$C_T = \begin{cases} 4a(1-a)F & a \leqslant 1/3 \\ 4a\left(1 - \frac{1}{4}(5-3a)a\right)F & a > 1/3 \end{cases} \tag{6-32}$$

因此，使用上述式（6-16）~式(6-21)、式（6-26)、式（6-30）~式(6-32)，可以预测出所有风速下风轮的空气动力学特性。然而，在此之前还需要获得一些知识，例如风轮设计中的重要参数和翼型特征参数。这将在下节中给出。

6.3.2　风轮空气动力学设计中的重要参数

上一节介绍的动量理论提供了空气动力学设计的基础，可以使单位能量的成本最小化。这是通过获得制造成本（例如材料成本和车间租赁费）和能量产出之间适当的比例来实现的。然而，不考虑需要降低风力机成本的约束，重要的是在约束条件下使功率最大化。因此，本节致力于研究不受任何约束而使能量产出最大化的设计方法。

风轮圆盘环形元素中的功率系数可以表示为式（6-33），其中 $F_{tangential}$ 表示翼型截面沿切线方向和风轮平面中每个长度单位所受到的力。

$$C_P = \frac{r\omega F_{tangential}\mathrm{d}r}{1/2\rho V_0^3 \mathrm{d}A} \Leftrightarrow$$

$$C_P = \frac{r\omega 1/2\rho\left(((1-a)V_0)^2 + ((1+a')r\omega)^2\right)c_x cB\mathrm{d}r}{1/2\rho V_0^3 2\pi r\mathrm{d}r} \Leftrightarrow$$

$$C_P = \frac{((1-a)V_0)^2 + ((1+a')r\omega)^2}{V_0^2}\frac{r\omega}{V_0}\frac{cB}{2\pi r}c_x \tag{6-33}$$

定义

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_0} \tag{6-34}$$

作为叶片尖部的特征速度和自由风速之间的叶尖速比，以及

$$\lambda_{loc}=\lambda\frac{r}{R} \tag{6-35}$$

作为叶片一定半径处的特征速度与自由风速之间的局部速比，代入式（6-29）可以得到下面的功率系数表达式：

$$C_P=\left((1-a)^2+\left(\lambda,\frac{r}{R}\right)^2(1+a')^2\right)\lambda\frac{r}{R}\sigma c_x=f\left(\lambda,\frac{r}{R}\sigma,c_x,a,a'\right) \tag{6-36}$$

该方程式在叶片空气动力学设计中很重要，因为它表明在叶片一定半径处的功率系数分别取决于叶尖速比 λ，相对于叶尖的位置 r/R，风轮稠度 σ，风轮平面的作用力系数 c_x，以及轴向和切向干扰因子 a、a'。同样地，可以推导推力系数的表达式，如式（6-37）所示：

$$C_T=\left((1-a)^2+\left(\lambda,\frac{r}{R}\right)^2(1+a')^2\right)\lambda\frac{r}{R}\sigma c_y=f\left(\lambda,\frac{r}{R}\sigma,c_y,a,a'\right) \tag{6-37}$$

尽管该推力系数的关系与功率系数的关系有一些不同，但它表明除了垂直于风轮平面的作用力系数 c_y，推力系数和功率系数取决于相同的参数，且不在风轮平面内的 c_x 也对推力有贡献。由于作用力和干扰因子密切相关，而且 σ 和 c_x（或者 c_y）总是同时使用，例如式（6-30）、式（6-31）、式（6-36）、式（6-37），因此环形元素中的 C_P 和 C_T 可以分别简单地表示为函数 $f(\lambda,\ r/R,\ \sigma c_x)$ 和 $f(\lambda,\ r/R,\ \sigma c_y)$，这意味着，在每个函数中只有三个参数控制了风轮的设计。因为 c_x、c_y 与 c_l 有很强的相关性（分别参见式（6-23）和式（6-22）），风轮设计可以用函数 $f(\lambda,\ r/R,\ \sigma c_l)$ 描述，且具有很好的近似性。

基于式（6-14），可以发现理想的 C_P 的最大值是 16/27，该值在 $a=1/3$ 可获得。使用式（6-29）并分离 σ，当 $a=1/3$ 时，由式（6-30）可得表达式：

$$\frac{2\sin^2\phi F}{c_y}=\frac{Bc}{2\pi r}$$

$$c=4\pi r\sin^2\phi F\frac{1}{c_y}\frac{1}{B}$$

$$\frac{c}{R}=4\pi\frac{r}{R}\sin^2\left(\arctan\left(\frac{(2/3)}{(1+a')}\frac{1}{\lambda}\frac{1}{r/R}\right)\right)F\frac{1}{c_y}\frac{1}{B}=f\left(\frac{r}{R},a',\lambda,F,c_y,B\right) \tag{6-38}$$

在这里，式（6-17）、式（6-35）也被用来描述叶片的翼弦，一样与式（6-36）、式（6-37）有相同的参数。因此如式（6-38）所示，归一化的弦长 c/R 取决于归一化的半径 r/R，切向干扰因子 a'（轴向干扰因子 a 固定为1/3），叶尖速比 λ，叶片数修正 F，风轮圆盘法向作用力系数 c_y，以及叶片数 B。此外，式（6-38）显示平面形状独立于风轮尺寸，因此可以简单地根据风轮半径 R 依比例确定。

解该方程式需要迭代求解，假设整个叶片选择的 c_l（与 c_y 密切相关）和 α 是常数，一些结果如图 6-6 所示。除了求解式（6-16）和式（6-38），还需要解式（6-31）。注意到增加 c_l（同时也增加了 c_y）、B 和 λ，会导致弦分布的减少。

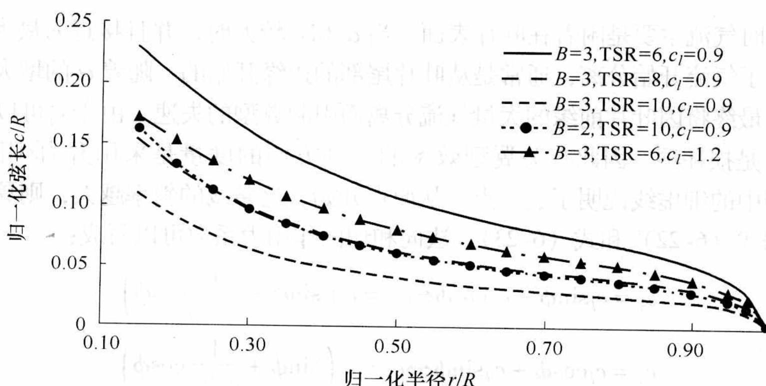


图6-6 不同叶片数、垂直于风轮平面的不同作用力系数、不同叶尖速比（TSR）时的弦长分布的示例

进一步的空气动力学设计中需要考虑叶片的扭角。这可以从式（6-16）推导，该方程式显示了入流角度、攻角和扭角之间的关系。预测干扰因子 a'时可以得到入流角，而功角决定于翼型特征，当选择设计的攻角时，良好的翼型性能和鲁棒运行是决定选择的一部分。

6.3.3 翼型性能

正如在上一节所看到的，叶片空气动力学设计中的重要参数有风轮平面上的作用力系数 c_x以及风轮平面外的 c_y。从式（6-22）和式（6-23）可见，这些系数是分别从升力系数 c_l和阻力系数 c_d推导的。图6-5显示了升力和阻力的方向。升力总是垂直于入流方向，而阻力总是沿着入流方向。因而，攻角 α 给出了这些方向。图6-7中可见翼型特性的示意图。

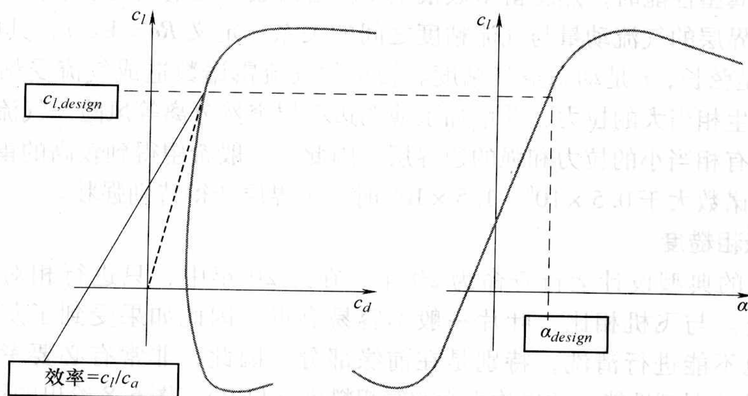


图6-7 使用 c_l、c_d，和 α 表征的翼型特性示意图

图的右边是升力系数 c_l对应攻角 α，左边是 c_l对应阻力系数 c_d，其中系数根据式（6-18）和式（6-19）进行归一化。当 α 和 c_l较小时，c_d近乎常数，对应着翼型周围

的气流，这时气流主要是附着在叶片表面。当 α 和 c_l 较大时，并且接近 c_l 最大值，c_d 也增加，反映了气流开始分离，通常是从叶片尾部的边缘开始的。随着 α 的增大，分离量也会增加，最终将因叶片前缘的大量气流分离而引起翼型的失速。由于 c_l 可以理解为产出项，而 c_d 是损耗项，因此有关翼型效率的一种方便的度量是采用升力/阻力系数比 c_l/c_d。左图中的细虚线说明了这一点。从原点开始，这条线的斜率越大，则翼型的效率越高。根据式（6-22）和式（6-23），法向和切向作用力系数可以写成：

$$c_x = c_l \sin\phi - c_d \cos\phi \Leftrightarrow c_x = c_l\left(\sin\phi - \frac{1}{c_l/c_d}\cos\phi\right) \tag{6-39}$$

$$c_y = c_l \cos\phi + c_d \sin\phi \Leftrightarrow c_y = c_l\left(\sin\phi + \frac{1}{c_l/c_d}\cos\phi\right) \tag{6-40}$$

这些方程式反映了贡献了功率的面内作用力系数决定于升力系数 c_l、升阻比 c_l/c_d 的倒数以及入流角 ϕ。因此，风力机使用的翼型应当运行于高升阻比的点，以便减少括号中第二项的影响。通常地，我们把具有最高升阻比的工作点称为设计点，相应地有设计升力系数 $c_{l,design}$ 和设计攻角 α_{design}。此外，从式（6-39）可见，对于增加入流角 ϕ，由于 $\sin\phi$ 项的存在，c_x 将增大，继而增加了功率。因此，尽管在所有情况下 c_l/c_d 都很重要，但 λ_{loc} 越小，对应于较大的入流角 ϕ（例如靠近风轮内部的区域），c_l/c_d 对取得最大功率的重要性将相对地变小。

然而，翼型特性、升阻比 c_l/c_d 并不是固定的一系列值，而是主要取决于如下 3 个参数：雷诺数，前缘粗糙度，翼型相对厚度。

翼型特性也取决于实际的翼型形状，因此下面将说明这些参数，并讨论如何选取翼型以及如何得到最终的翼型特性。

1. 雷诺数

在评价翼型性能时，熟悉雷诺数很重要。雷诺数是无量纲的数字，表征了翼型表面周围边界层的气流动量与气流粘度之间的关系。定义 $Re = Wc/v$，其中 W 是相对速度，c 是弦长，v 是动态空气粘度。较小的气流雷诺数造成气流受粘度影响较大，导致产生相当大的拉力，并增加了薄弱边界层突然分离等风险。气流的雷诺数较大时，具有相当小的拉力和强的边界层。因此，一般希望得到较高的雷诺数。特别地，当雷诺数大于 $0.5\times10^6 \sim 1.5\times10^6$ 时，边界层变得特别强壮。

2. 前缘粗糙度

风力机的典型设计运行寿命为 20 年。在此 20 年中，只进行相对较少次数的维护检查。与飞机相比，叶片一般不容易靠近，因此如果受到了灰尘、昆虫等的污染也不能进行清洗，特别是在前缘部分。因此，非常有必要考虑叶片前缘被污染时的翼型性能，这也称之为前缘粗糙度（LER）。图 6-8 给出的示例，显示了 Risø-B1-18 翼型的特性。其中，图 a 是 c_l 相对 c_d 的关系，图 b 是 c_l 相对 α 的关系。尽管已经知道该翼型对 LER 相当不敏感，但当存在严重污染时性能损失仍然不可避免。

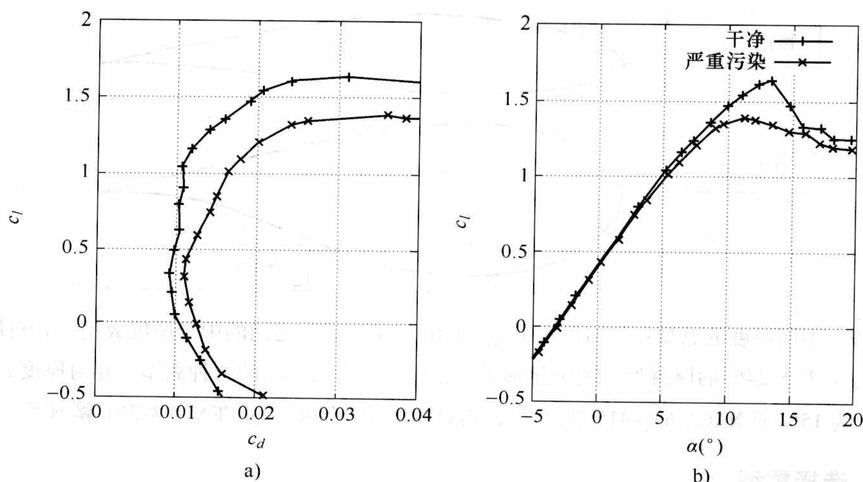


图 6-8　前缘有和没有严重污染情况下，在丹麦 VELUX 风洞测得的 Risø-B1-18 翼型特性（$Re = 1.6 \times 10^6$）

设计叶片时，很重要的一点是不要运行在过于靠近升力系数 c_l 的最大值 $c_{l,max}$ 处。如果攻角 α 过于接近 $c_{l,max}$，当风力机接近额定功率时将难以获得良好的性能。这是由于存在分离的风险，将会造成噪声和阻力 c_d 的增大，而升力 c_l 减小。这种风险主要由可能存在的 LER 引起。因此，一般的经验方法是在设计中将升力系数选择为最大值 $c_{l,max} - \Delta c_l$，其中 Δc_l 在 0.4 ~ 0.6 之间。但是 Δc_l 的精确值取决于自由风的预期湍流强度、风轮控制策略、最大升力时的分离度（通常不希望出现分离），以及具有 LER 的翼型特性的确定性。

3. 相对厚度

受叶片尖部高载荷的影响，叶片的根部需要有较高的强度。可以通过增加翼型底部与顶部的距离来增加该强度，如图 6-9 所示。这个距离（厚度）与弦长的比值就是相对厚度。

因此，增加叶片厚度而不增大弦长时，需要更大的相对厚度。因此在叶片设计过程中通常需要一系列的翼型而不仅仅是一种类型的翼型。然而，这也取决于对叶片的结构评估。对大型叶片来说，最小相对厚度一般选择为 $t/c = 15\%$，因为在这一翼型厚度总是具有较高升阻比和相对平滑的失速特性。这个翼型厚度应使用于叶片靠外的部分。对于叶片靠内的部分，应当使用更大的翼型相对厚度。只有少数几种相对效率较高的厚翼型存在，因为除风力机外的实际应用中通常不使用厚翼型。然而，尽管就叶片每个长度单位贡献的功率来说，20% 叶尖半径处相对于 100% 叶尖半径处仅为 20%，尽管许多叶片设计因此而将风轮内侧部分的结构效率而非气动效率作为考虑重点，但是风轮内侧部分的效率仍然很重要，因为通过特别地关注厚翼型的气动特性可以将风轮的总功率提高几个百分点。

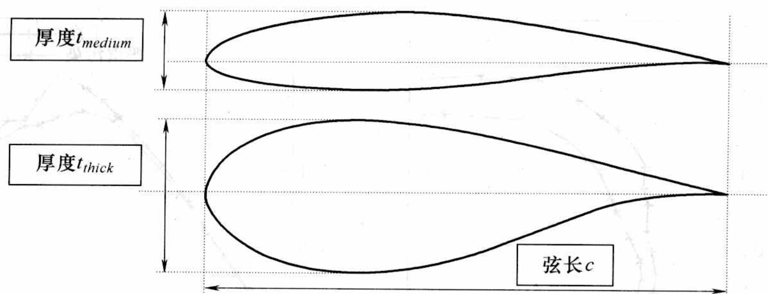


图 6-9　不同厚度的翼型：相对厚度 t_{medium}/c 在 15% ~24% 之间的中等厚度翼型，相对厚度 t_{thick}/c 大于 24% 的厚翼型。图中显示了广泛用于风力机风轮的两种翼型，相对厚度 t/c 为 15% 的 NACA 63_2-415 翼型[20]，相对厚度 t/c 为 30% 的 FFA-W3-301 翼型[25]

4. 选择翼型

风轮设计过程中所需的翼型，可以从例如 Abbott Doenhoff[20]、Althaus[21] 和 Selig[22] 的工作中找到，主要描述了飞机和滑翔机的翼型。而且，可以从 Tangler 和 Somers[23]、Timmer 和 van Rooij[24]、Björck[25]、Fuglsang 和 Bak[26]、Bak 等[27] 的工作中发现专门为风力机设计的翼型。其中应当研究的重要特性如下：

1）存在或不存在前缘粗糙度（LER）时的最大升力系数（$c_{l,max}$）。

2）存在或不存在前缘粗糙度（LER）时的升阻比（c_l/c_d）。

3）最大升阻比时的升力系数，也称为设计升力系数（$c_{l,design}$）。

翼型系列的选择取决于风轮的设计理念。这需要确定的是叶片的宽窄。分析式（6-38）可知，修长的叶片需要较高的设计叶尖速比、高的设计升力以及较多的叶片数；而宽叶片需要较低的设计叶尖速比、低的设计升力以及较少的叶片数。例如，修长的叶片潜在地可以确保较低的极端与疲劳载荷，但更加受制于结构，因为保持相对厚度不变时，叶片的厚度随弦长的缩短而降低。另一方面，宽叶片可以保持高的结构强度，但可能会有更高的极端与疲劳载荷。决定叶片的宽窄取决于整个风力机的设计结构和理念。

5. 建立数据

实际测量往往难以得到正确的雷诺数，有时甚至无法测量。因此，能够通过计算检查翼型特性是很重要的。这可以通过假定二维条件下的气流的仿真来实现。仿真的实施可以使用计算流体动力学（CFD）或者标准代码，其中前者将域内的速度和压力分解成千百个单元，而后者属于半经验性的，只需要很少的计算资源。公开可用的标准代码 XFOIL[28] 很有效，其对翼型特性的分析结果与风洞试验很接近。然而，存在在所有攻角情况下对最大升力过预测以及对阻力估计不足的趋势，特别是如果假设气流从层流到湍流是自由过渡的情况下。因此，当研究翼型性能时，很重要的一点对两种气流条件都进行仿真，一种是从层流自由过渡到湍流，对应着干净的叶片表面；另一种是受迫过渡，对应着 LER，例如在吸力面令 $x/c = 0.001$，

而在压力面令 $x/c=0.1$。应该注意到风力机空气动力学学者仍然在讨论如何仿真 LER，因为由粗盐晶体或者大型昆虫引起的粗糙度有很大的不同。在评估过程中使用 XFOIL 的自由过渡模型时，所谓的“e to the nth”（e 的 n 阶）方法需要用到参数 n 作为输入量。对于低湍流情况可取 $n=9$，对应着 0.070% 的湍流强度。然而，将 XFOIL 计算结果与许多高质量风洞试验结果进行对比，可以发现“e to the nth”（e 的 n 阶）方法应该取 $n=6$ 或 7 作为输入量，分别对应着 0.245% 和 0.161% 的湍流强度。对仿真结果进行解释时，需要用到叶片设计中的可靠数据。因此，有必要着重强调假定了 LER 条件的仿真，因为即使叶片受到了污染，风轮的性能也应是可靠的。然后，叶片的设计还需要用假设叶片干净的条件进行评估。然而，如果通过风洞试验取得了位于或接近正确雷诺数情况下的可靠数据，那么应采用这些数据。

有关翼型截面的测量与计算通常假设为二维情况。然而，对于旋转的叶片，气流受到了如地心引力、科里奥利（Coriolis）力、叶尖效应和根部效应等的影响，导致高度复杂的三维气流，特别是当有分离现象发生时。现在已有考虑了地心引力和科里奥利力，对二维翼型特性进行修正的模型[29-33]，应当在建立了一系列可靠的二维数据后予以采用。

6.3.4　设计叶尖速比

正如 6.3.2 节所看到的，叶尖速比 λ 是设计风轮时的一个重要参数。当分析 λ 对功率性能的影响时，可知应当增加 λ 以减少叶尖损失。对于无粘性气流中的理想风轮，如果以功率最大化为目标，应尽可能地增大 λ，理论上可到无穷大。然而，对于实际的粘性气流，翼型的升阻比将 1kW ~ 5MW 风力机风轮的 λ 限制为 5 ~ 12，这取决于升阻比和叶片数[34]。图 6-10 显示了假设升阻比为常数时，整个叶片的功率系数 C_P 和 λ 之间的关系。因此，只要知道叶片翼型所使用的近似升阻比，就可以通过图 6-10 查到期望的 C_P 所对应的 λ。但是除功率以外其他方面也很重要，例如降低载荷，与叶片结构有关的考虑，以及高叶尖速引起的噪声。

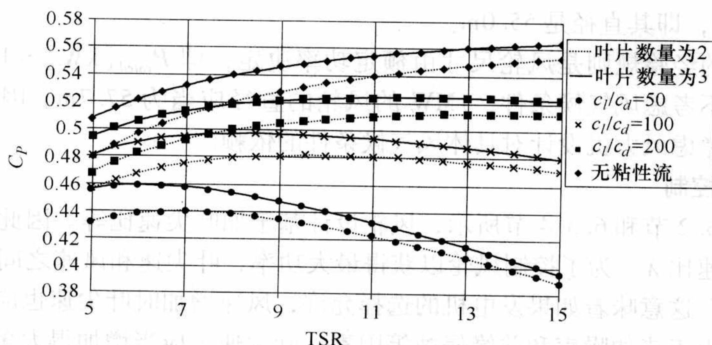


图 6-10　功率系数 C_P 与叶尖速比（TSR）λ 关系曲线

6.3.5 风轮尺寸、控制和约束

1. 风轮或发电机尺寸

正如之前所描述的，风轮的设计是整个风力机集成设计过程的一部分。其总体目标是以最低的单位能量成本制造风力机。因此，设计风力机时的目标没有必要是在某场址捕获最大能量或某个典型风速条件下捕获最大功率，而应当是从发电机、塔筒、基础到并网设备等所有部件的成本最低的时尽可能多地捕获能量。当考虑风力机总成本时，风轮的尺寸是第一重要的。拥有更大的风轮意味着可以获取更多的能量，但可能会以更高的载荷和更大的发电机为代价。至少确定所谓的额定功率非常重要，即10min时间内平均输出功率的最大值。一般来说，额定功率与风力机正常运行时的最大载荷有关。而且，确定所谓的额定风速也很重要，即获得额定功率时的风速。该风速取决于某个站点的风气候，因此需要确定风力机应被安装于何种类型的站点。通常，选取的额定风速是某个风电场站点平均风速加上约6m/s。因此，如果平均风速是8m/s，额定风速将是约14m/s。然而，这只是经验规则，应当基于具体的风气候和成本估算进行考虑。一些研究人员开展了风力机成本模型的研究[35-40]，但这不在本章的范围之内。

粗略估计风轮尺寸的一个简单办法是通过额定功率和额定风速使用下面的步骤确定。基于对现有风轮设计的分析，额定风速时的机械功率系数（不计发电机和齿轮箱损耗时的效率）$C_{P,rated}$［参见式（6-13）］，应当位于0.25～0.30之间。然后风轮直径将是

$$R=\sqrt{\frac{P_{rated}}{1/2\rho V_{rated}^{3}C_{P,rated}\pi}} \tag{6-41}$$

这里风轮区域或者说叶片扫略区域，所谓的扫略面积A，从式（6-12）可得$A=\pi r^2$。选取P_{rated}为1MW，$V_{rated}=14\text{m/s}$，这对应于中高风速的风电场站点，并假设空气密度为标准值$\rho=1.225\text{kg/m}^3$，吐过$C_{P,rated}$选为0.25时，可得到风轮的半径是$R=27.5\text{m}$，即其直径是55.0m。

更简单的经验规则是风轮尺寸由额定功率决定，即$P_{rated}[\text{kW}]=1.2R^2$。使用这条规则，不考虑风气候条件，1MW的风轮的直径应当为57.7m。因此，这条经验规则没有考虑风力机设计对具体风气候条件的依赖。

2. 风轮控制

正如6.3.2节和6.3.4节所示，风轮设计基于如叶尖速比等。因此，必须选择一定的叶尖速比λ。为了控制风轮以获得最大功率，叶尖速和风速之间的比值必须保持恒定值。这意味着如果发电机的选择允许，风速增加时叶尖速也应当相应地增加。然而，由于诸如噪声和前缘侵蚀等因素，叶尖速不应当增加得太多。对于现代大型风力机，最大叶尖速通常为70～80m/s。此外，增加叶尖速将导致整个风力机结构的载荷增加，这又增加了风力机的总成本。因此，考虑到这几个原因，需要限制叶尖速，也就是转速。最高转速的选择还应当取决于在6.3.5节开始所描述的整

个风力机的成本分析。

除了选择λ，还应该确定如何限制功率。发电机的大小和风力机允许的载荷决定了风力机应当限制在哪个功率等级。可以通过增加翼型截面的阻力和减少升力来实施该限制。现代风力机的每个叶片都可以通过主动变桨距或者被动失速的方法来限制出力，减少功率和推力。

现在清楚的是，完成风力机风轮的空气动力学设计需要风轮控制的知识，因此需要了解风力机的运行是否有失速状况，以及翼型从设计升力与最大升力是否有裕量要求。有几种不同的控制方法，其中一些常用的方法介绍如下。

1）恒定/可变的风轮转速：这种控制的自由度取决于发电机的特性。如果选择转速恒定，则与变速情况相比，可以选择更简单、成本更低的发电机。然而，变速风轮可以使在较大的风速范围内优化功率成为可能。而且，使用这种发电机在与电网相连时将产生更大的灵活性。

2）桨距可调/固定的叶片：桨距可调的叶片允许非常精确地限制、优化功率，并可以在紧急情况下停机。当需要限制功率时，桨距可调的叶片可以通过减小或增加攻角来减小升力。减小攻角可以保证气流附着于翼型上，因此翼型的运行将位于升力曲线的线性部分，这就是所谓的桨距调节。增加攻角到失速或者深度失速，可以确保一种近似被动的功率限制，因为通常只需要较小地调节桨距设置即可，这是所谓的“主动失速控制”。

3）桨距/失速控制：风速增加时通过降低升力系数可以限制风力机的功率，在升力曲线的线性段，可以通过减小攻角（桨距控制）实现；在升力曲线的失速段，可以通过增加攻角（失速控制）实现。使用固定叶片和恒定转速的风力机时，必须使用失速控制。如图6-11所说明的，其中图a给出了功率曲线，图b给出了

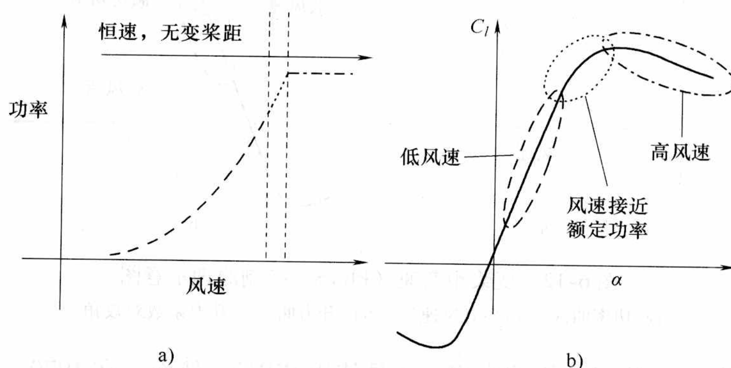


图6-11　失速控制原理示意图

a）功率曲线（功率对风速）　b）升力曲线（升力系数对攻角）

依据升力系数曲线对应的翼型操作。当风速较低时，攻角较小，升力因此也较小（虚线），工作于最大升阻比附近。点线实现了运行于风速接近额定功率，对应的升力值接近或者位于最大升力。点划线显示了运行于高风速，获得了最大功率，对应运行大攻角失速状态，可以得到（近似）被动的功率限制。失速调节曾是高达2MW风力机的常规概念。

使用变桨距叶片既可以进行变桨距控制，也能进行失速控制。然而，在某些情况下500kW～2MW的大型风轮的（主动）失速控制呈负气动阻尼特性，会引起不良的振动。此外，与变桨距控制相比，（主动）失速控制会使风轮在高风速时承受较高的载荷。使用变桨距控制要求更高的桨距活动性，由于可以避免失速，因而气流将更可靠、更具可预见性。图6-12说明了变桨距控制的概念，其中低风速时风轮转速仍然可变。这种控制结合了变桨距控制和风轮变速控制，称为变桨距变速（PRVS）。除了风轮转速在低风速时可以变化，以便获得恒定的叶尖速比（λ 或者TSR）外，高风速段要通过变桨距来限制功率。然而，在某些情况下，位于风轮变速区和限制功率区之间时也能对叶片采用变桨距控制。在图6-12中可见，高风速（点划线）时的攻角较小；接近额定功率（点线）时，攻角较大（但没有进入失速）。而且，高风速时风轮载荷降低。因此，变桨距风力机的载荷通常比（主动）失速控制风力机的载荷要低。图6-12中，虚线区域显示了运行于低风速和功率曲线处，其中风轮运行于恒定叶尖速比，且对应运行于具有较高升阻比的升力曲线处。

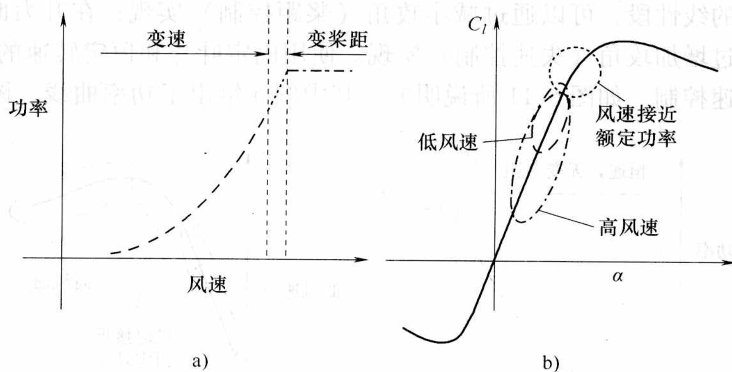


图6-12 变桨距变速（PRVS）控制原理示意图
a）功率曲线（功率对风速） b）升力曲线（升力系数对攻角）

现在控制MW级风力机的常规方法是使用PRVS。然而，在1970、1980、1990年代，大多数风力机的额定功率都低于2MW，风力机没有成为电网的一个重要组成部分，对其电能质量的要求较低。此外，结构动力学对叶片的气动阻尼不敏感。因此，主流的控制方法是使用固定叶片、转速恒定的失速控制，即所谓的丹麦概念。

因此，有必要了解可供选择的风轮控制方法：

1）选择具有适当设计升力、最大升力和失速特性的翼型。

2）使设计的风轮具有相当低的起动风速。

3）在高风速时使风轮可以保持相当稳定的额定功率。

4）设计合适的叶尖速比。

3. 设计约束

在前面的章节中已经指出，风轮的设计应当不仅着眼于功率最大化，同时也应兼顾其他方面，因为其主要目标是降低能量成本。在这个过程中有很多制约因素，但都依赖于例如风轮尺寸、选用的材料等。下面是有关这些约束的一些例子：

1）最大弦长必须小于一定值，以方便运输，例如通过卡车运输时能够通过桥梁。

2）最大弦长应当保证静止时的极端载荷不会对塔架等其他部件造成过载。

3）叶片内侧部分的翼型应当比外侧部分的设计得厚一些，以承受载荷。

4）风轮应当具有较低的切入风速。

5）为了降低噪声，叶片的外侧部分可以向更低的升力系数方向扭曲，因为通常噪声随着攻角的增加而增加[41]。

6）应当限制风轮最大转速以限制噪声，因为噪声较大地取决于叶尖速。

7）应当限制风轮转速以降低整个风力机的载荷。然而，对于给定的功率，轴上的扭矩随着转速的增加而减少。因此，应当合理地选择最大转速。

8）如图6-3所示，推力系数通常与风力机上许多部件的载荷有关，可以通过降低轴向干扰因子 a 来稍微减少推力系数；当 a 略低于1/3时，C_P 只有少量的减少。通过这种方式，可以减小风力机的载荷，而不至于损失太多的能量输出。

9）叶片的预弯曲和预扭曲可以分别用来增加叶片-塔架的间隙，以及即使存在扭转形变也能获得期望的捻度。然而，这些选项不会影响气动设计，因为预弯曲确保了预期的最大风轮面积，而预扭曲确保了预期的捻度分布。

还可能有其他设计约束，这取决于制造过程、风轮控制思想、风力机的整体概念。因而，上述不是有关此问题的详尽清单，而是仅表明了在风轮设计过程中需要考虑的不同方面。

6.3.6 叶片数选择

在选择叶片数目时，有几个因素需要考虑，例如美学、叶尖损失、结构性制约和雷诺数。尽管风轮设计者往往会发现，在开始设计之前就已经确定好了叶片数，下面仍然给出了一些考虑，以便描绘出包括了风轮设计过程各个方面的完整蓝图。

1）美学：完整的风力机设计，如机舱形状、旋转体和塔架等非常重要。因而，旋转叶片的视觉效果也很重要。这里提出的问题是：两个、三个或者四个叶片（或者更多），哪一种更好看？

2）叶尖损失：当叶片数增大时，风轮的气动效率更高。这是因为随着叶片数

增加，风轮尾流中涡流面之间的距离变得更小，因此尾流外的气流不会流入这些涡流面之间，而这些涡流面会产生更加扩散的尾流并引入损耗。图 6-10 给出了将叶片数从三个减少为两个时的功率效率损失。

3）结构性考虑：对于沿叶片设计固定的升力系数来说，增加叶片数目将降低每个叶片的弦长，因为风轮的稠度应保持恒定。随着弦长的减小，由于结构上的原因，要么需要增大相对厚度，要么整个风轮需要使用更多的材料来保持相对厚度。相对厚度的增加通常会降低叶片的气动效率，更多的材料则意味着更重的叶片。

4）雷诺数：雷诺数正比于叶片的弦长与转速。因此，叶片稠度 σ 固定而叶片数增加，将会导致弦长减小而且雷诺数减少。因而，从雷诺数方面考虑，需要尽量减少叶片数。

6.3.7 风轮设计评估

当完成了风轮的气动设计，需要对其进行评估以便揭示其功率与载荷响应。为此，要用到气动或气动弹性代码。已有几种气动代码，但如果没有气动或气动弹性代码可用，也可以从文献中找到创建气动代码的背景知识[18]。截至 2010 年，风力机产业中通常使用气动弹性代码包括 FLEX[42]、Bladed[43]、Phatas[44]、FAST[45] 和 HAWC2[46]。

空气动力学代码需要的函数有，叶片平面以弦长和扭曲函数表示并作为半径的函数，转速和桨距作为风速的函数，沿着叶片不同相对厚度的翼型特性用 c_l、c_d 和 c_m 表示并作为 α 的函数，可能的话还需要传动链（变速箱和发电机）中的损耗以预测电气功率。因此，作为风轮空气动力学设计过程的一部分，应当提供这些信息。

6.4 风轮设计过程举例

在本节中，将为一台 1MW PRVS 风力机设计风轮。简化了设计过程，设计目标为功率最大化，同时不考虑减轻载荷，尽管这对降低风力机所有部件的载荷都很重要。该过程分为若干步骤，但实际上，每一步会不止出现一次，因为这是个迭代的过程，获取的知识有时会与过程中前面的有关步骤发生关联。这里描述的叶片设计过程需要用到电子表格或 Matlab、FORTRAN、C 等编程语言，除此之外不需要其他工具。然而，在评估过程中，专门的气动或气动弹性计算机代码对于获取风轮和风力机的详细评估具有很大的优势。设计的风轮并不是作为最优风轮的例子，而仅应视作是说明了设计方法。

6.4.1 步骤 1：风气候

尽管所考虑的风力机可以建在很多不同的地址，但仍需要确定具有代表性的风气候。现有的标准[47]中风力机以站点特性例如低/高风速和低/高湍流进行归类。本例中出于演示目的，决定将风力机建在丹麦的内陆站点 Værløse，如 Troen 和

Lundtang[48]所描述的，风速在10m高度内呈威布尔分布。

$$F\{V_{10\min} \leqslant V\} = 1 - \exp(-(V/A)^k)$$

式中，$A_{h,measured} = 4.7\text{m/s}$，$k_{h,measured} = 1.55$，且 $A_{h,measured} = 10\text{m}$。Værløse 地区的粗糙度长度估计为 $z_0 = 0.01\text{m}$，对应于机场跑道，地形表面特性介于水面等非常平滑的表面与农田等平滑表面之间。由于风力机的轮毂高度设为60m（大约相当于1MW风力机的风轮直径），应当预测该高度的威布尔参数。假设风剪切呈对数关系，接近该站点的粗糙度没有变化，其参数将是

$$A_h = A_{h,measured}\frac{\ln(h/z_0)}{\ln(h_{measured}/z_0)} = 5.9\text{m/s}$$

$$k_h = k_{h,measured} = 1.55$$

6.4.2 步骤2：风轮/发电机大小

要估计风轮和发电机的大小需要对一些固定成本进行估算，如车间、工具的租金及员工的工资。深入的研究应该基于风力机成本的经验或6.3.5节开始提到的模型而实施。然而，在本例中对问题进行了简化，基于因子 A_h，该值相当低，将风力机的额定风速选为12m/s，这比该场址的平均风速高出大约6m/s。额定风速时的 C_P 最大值设为 $C_P = 0.25$，这将用来估算风轮直径。根据式（6-41）可以预测得到风轮大小。当 $P_{rated} = 1.0\text{MW}$，$V_{rated} = 12\text{m/s}$，$\rho = 1.225\text{kg/m}^3$，$C_P = 0.25$，必须将风轮设计为直径大约70m，或者半径35m。

6.4.3 步骤3：风轮控制

尽管本例中的风力机风轮控制使用RPVS方法，但在本阶段考虑使用6.3.5节中的“风轮控制”部分所介绍的控制类型仍然很重要。风轮控制将取决于风轮和风力机大小以及设计理念。此外，还应考虑到诸如变桨距轴承、变速发电机等实现风轮控制功能的一些部件，以便考虑到风力机包括运行和维护成本在内的总成本。

6.4.4 步骤4：设计约束

风轮的设计应当满足如下一些约束：

1）因运输原因将最大的弦长设为3m。然而，这一限制取决于叶片制造商运输叶片的可能性。

2）最大叶尖速设为75m/s。这是为了降低最大噪声。最大叶尖速75m/s相对应的最大转速为20.46r/min。

3）叶片厚度的初始猜想值是基于结构考虑。通常，风轮空气动力学设计是基于早期设计经验中的分布。结构设计需要满足不同的要求，例如最大叶尖挠度和最小重量（即增加厚度），同时不损失太多的气动效率。图6-13显示了这一厚度分布的例子。在该例中，应当将厚度分布简单地视作空气动力学设计过程的输入。然而，在完成空气动力学设计过程之后对风轮设计进行评估时，在结构与气动性能之间所进行权衡将可能改变这一厚度分布。图6-13中，用一个多项式来描述半径5.14m及以外的厚度分布。对于半径小于5.14m的区域，厚度恒为2.70m。

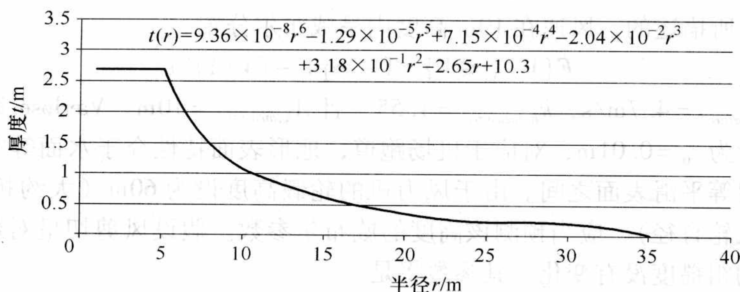


图6-13　叶片厚度分布的初始猜想值

6.4.5　步骤5：选择叶片数目

对于这一尺寸的风力机，叶片数目极大地影响了运输成本、维护成本，以及风轮成本。因此，应当在不影响能量产出、载荷、噪声和美学等情况下，尽可能地减少叶片数目。这种分析应基于透彻的成本和市场估计。然而，由于成本估算超出了本章的范围，因此在本例中假设是传统的三叶片风轮。

6.4.6　步骤6：升力与翼型设计选择

正如在6.3.3节所描述的，存在几种不同的翼型可以用于风力机的风轮。本例中，将使用风轮设计中常见的翼型：相对厚度为 $t/c=15\%\sim21\%$ 的 NACA 63-4xx 和相对厚度为 $t/c=24\%\sim36\%$ 的 FFA-W3-xxx。翼型特性如图6-14～图6-17所示。评估可能的翼型时，有必要了解叶片将以怎样的雷诺数运行。作为一个经验规则，雷诺数将位于 $Re=75000R\sim150000R$ 之间。在本例中，半径 $R=35\text{m}$，雷诺数位于$2.6\times10^6\sim5.3\times10^6$ 之间。

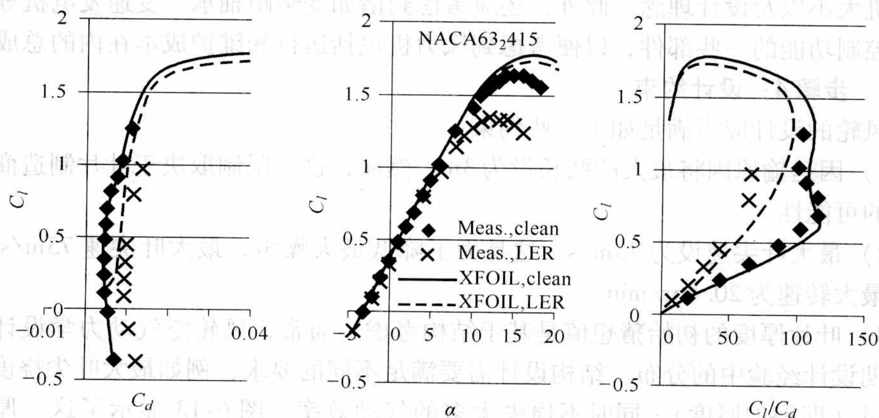


图6-14　NACA 63_2415 的二维翼型特性，$Re=6\times10^6$。根据 Abbott 和 von Doenhoff[20] 所做工作中的测量及 Bertagnolio 等[49] 所做工作中的数据。使用 XFOIL 计算。如6.3.3节“翼型性能”部分所描述的，XFOIL，clean 指干净表面的自由过渡，而 XFOIL，LER 指受迫过渡

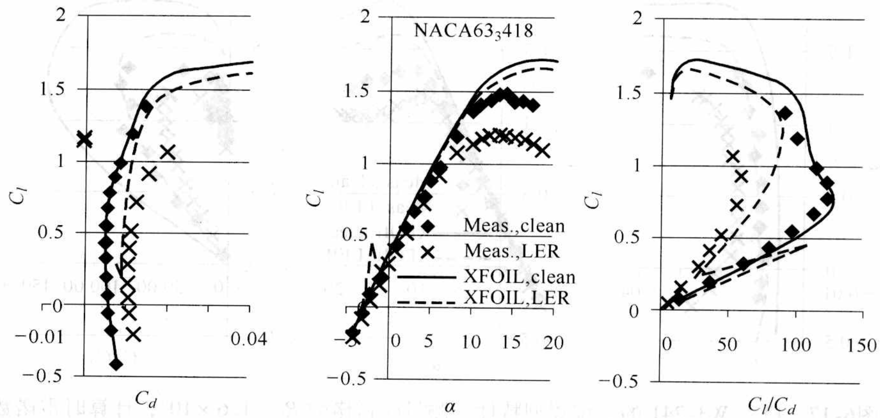


图 6-15 NACA 63_3418 的二维翼型特性，$Re=6\times10^6$。根据 Abbott 和 von Doenhoff[20] 所做工作中的测量及 Bertagnolio 等[49] 所做工作中的数据。使用 XFOIL 计算。如 6.3.3 节“翼型性能”部分所描述的，XFOIL，clean 指干净表面的自由过渡，而 XFOIL，LER 指受迫过渡

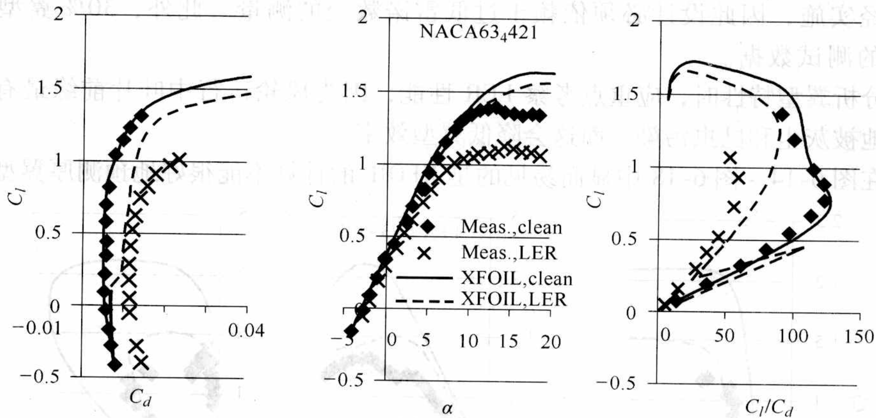


图 6-16 NACA 63_4421 的二维翼型特性，$Re=6\times10^6$。根据 Abbott 和 von Doenhoff[20] 所做工作中的测量及 Bertagnolio 等[49] 所做工作中的数据。使用 XFOIL 计算。如 6.3.3 节“翼型性能”部分所描述的，XFOIL，clean 指干净表面的自由过渡，而 XFOIL，LER 指受迫过渡

所选择的大部分翼型都有风洞测量数据。Abbott 和 Doenhoff[20] 的工作介绍了 NACA 63-4xx 翼型的测量，雷诺数为 $Re=3\times10^6$ 和 6×10^6。因为存在具有 LER 时的测量，并且大部分能量产生于翼型运行于在高雷诺数之时，因此选择 $Re=6\times10^6$。

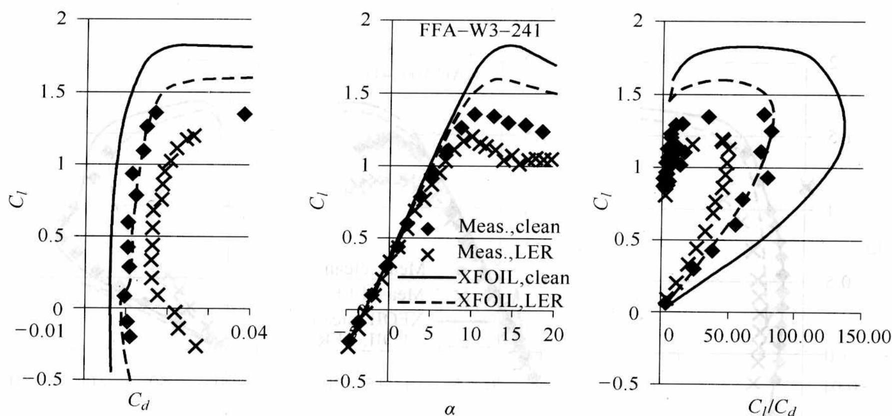


图6-17　FFA-W3-241 的二维翼型特性，测量时雷诺数 $Re=1.6\times10^6$，计算时雷诺数 $Re=6\times10^6$。使用 XFOIL 计算。如 6.3.3 节“翼型性能”部分所描述的，XFOIL，clean 指干净表面的自由过渡，而 XFOIL，LER 指受迫过渡

在风洞中测量的 FFA-W3-xxx 系列翼型的相对厚度只有 24% 和 30%。因此，更厚的翼型没有进行风洞测试。然而，现有的风洞测试在 $Re=1.6\times10^6$ 时已经实施，因此设计必须依赖于过低雷诺数处的测量。此外，30% 翼型缺少 LER 的测试数据。

分析翼型特性时，应重点考察 LER 性能，因为风轮运行中叶片前缘最有可能频繁地被灰尘和昆虫污染，而这会降低翼型效率。

在图 6-14 ~ 图 6-18 中显而易见的是 XFOIL 的计算不能很好地预测厚翼型的性

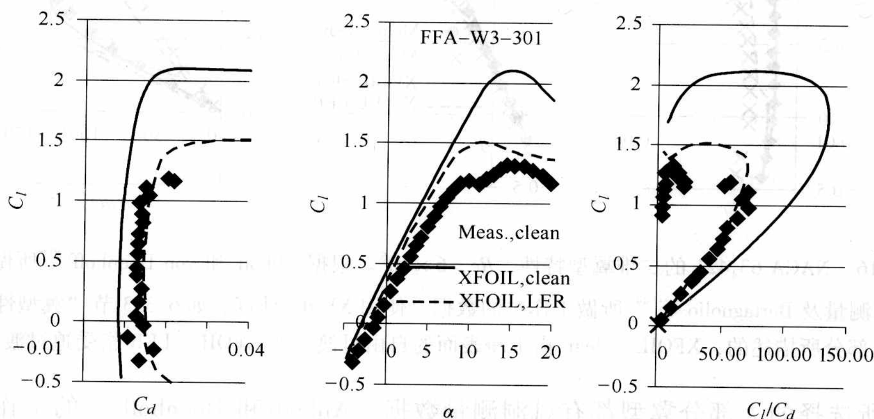


图 6-18　FFA-W3-301 的二维翼型特性，测量时雷诺数 $Re=1.6\times10^6$，计算时雷诺数 $Re=6\times10^6$。据 Fuglsang 等[50] 所做工作中的测量及 Bertagnolio 等[49] 所做工作中的数据。使用 XFOIL 计算。如 6.3.3 节“翼型性能”部分所描述的，XFOIL，clean 指干净表面的自由过渡，而 XFOIL，LER 指受迫过渡

能，而对于薄翼型则预测得很好。尽管风洞测试数据中存在许多不确定性，但这些数据仍应引起足够的重视，因为 XFOIL 及其他流体仿真工具对分离的预测不是很好。然而，如果丢失了翼型的数据，可取的一条较为保守的经验法则是模拟假设全湍流情况下的翼型性能，即“XFOIL，LER”，并使用这些数据作为叶片设计的基础。

当在更多的风速下模拟风力机的性能时需要为风轮提供翼型特性。然而，对于叶片设计过程，需要分析翼型特性以便找到叶片设计中使用的升力系数 $c_{l,design,blade}$，及对应的升阻比 $(c_l/c_d)_{design,blade}$，攻角 $\alpha_{design,blade}$。图 6-19 ~ 图 6-21 给出了这些实体作为翼型相对厚度函数的分布，这将用于叶片设计过程。这些值主要基于 LER 时的最大升力减去大约 0.4 的 Δc_l，以包含运行的裕量，这样阵风或更严重的 LER 引起最大升力的进一步减少将不会造成过早的分离或失速。因此，需要该指出的是，设计中使用的升力系数 $c_{l,design,blade}$ 应该等于各翼型在最大升阻比时的升力系数 $c_{l,design}$。然而，一般来说这是不可能的，因为在所有风速下都有附着气流的要求。由于 LER 的数据是基于严重污染的情况，而设计升力的取值有些保守，一些设计者会为了更修长的叶片而选择更高的设计升力值，这将进一步降低整个风力机的极端和疲劳载荷。

如图 6-19 ~ 图 6-21 所示，已经选择使用多项式来描述实体分布，因为这样相对平滑且方便使用。平滑的函数将导致平滑的叶片形状。当然也可使用其他的趋势线函数。尽管是相对平滑的函数，它们在 21% ~24% 翼型之间的叶片设计升阻比分布，以及 30% ~36% 翼型之间的设计攻角分布呈现出突变。应该指出的是，要注意确保平滑的函数应接近实际值，没有函数过低或超调的情况出现。

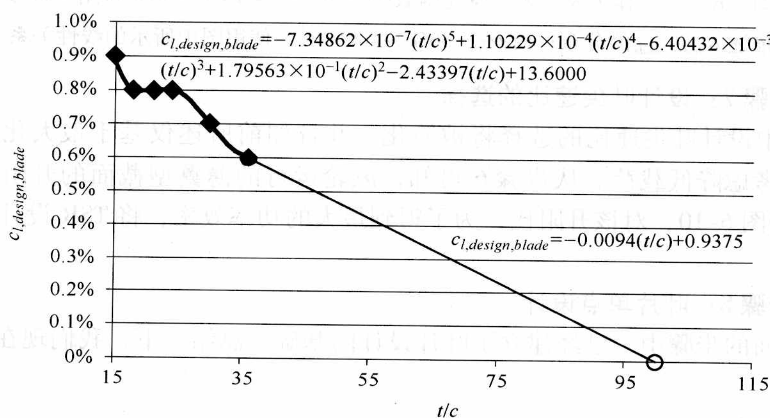


图 6-19　$c_{l,design,blade}$ 作为翼型相对厚度函数的分布。t/c = 15% ~36% 时用 5 阶多项式描述 $c_{l,design,blade}$ 的分布；而 t/c = 36% ~100% 时，使用图中所示的线性关系

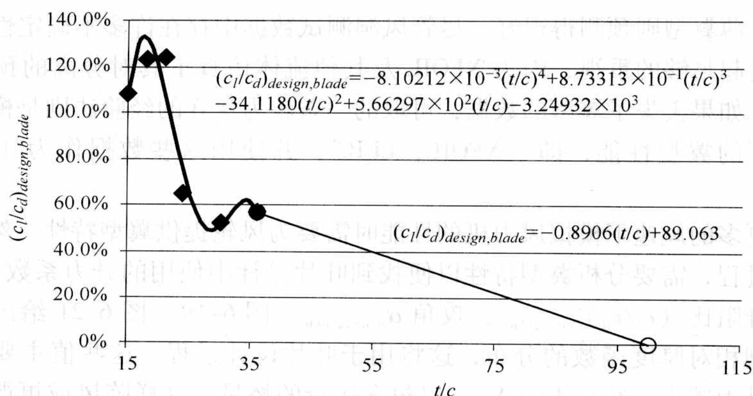


图6-20 $(c_l/c_d)_{design,blade}$作为翼型相对厚度函数的分布。$t/c=15\%\sim36\%$时用4阶多项式描述$(c_l/c_d)_{design,blade}$的分布；而$t/c=36\%\sim100\%$时，使用图中所示的线性关系

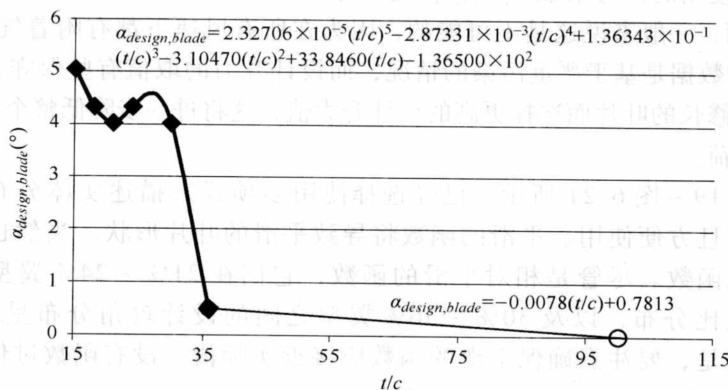


图6-21 $\alpha_{design,blade}$作为翼型相对厚度函数的分布。$t/c=15\%\sim36\%$时用5阶多项式描述$\alpha_{design,blade}$的分布；而$t/c=36\%\sim100\%$时，使用图中所示的线性关系

6.4.7 步骤7：设计叶尖速比的选择

本例中设计叶尖速比的选择将被简化，并且如前所述仅基于最大化功率系数C_P，而不考虑降低载荷。从步骤6可知，风轮运行的薄翼型截面的升阻比大约为120。根据图6-10，对该升阻比，为了得到最大的功率效率，将TSR设计为9是比较合适的。

6.4.8 步骤8：叶片单点设计

在前面的步骤中，已经建立了叶片设计的基础。总结一下，我们现在知道了风轮有：

1）半径35；

2）3叶片；

3）最大弦长3.0m；

4）叶尖速比为9；

5）有关叶片设计升力、对应的设计攻角和设计升阻比的描述；

6）厚度分布初始值猜想。

基于这些信息，就可以进行叶片的单点设计，即针对某个叶尖速比。由于风轮确定采用 PRVS 控制，只要启动变速控制，则单点设计将在低风速时工作良好。表 6-1的前 4 列给出了其外形参数，表的右边给出了对应的量。在表的每一列中，都可以找到用来描述实体的参考公式。图 6-22 ~ 图 6-24 画出了外形参数曲线。在图 6-22 中，可知半径小于 8m 的根部区域有比较特别的形状。通常，从叶片的翼型部分到将叶片连接至轮毂与变桨距轴承的圆柱形部分之间需要一定的过渡。在本设计中并未考虑这一点，而仅将空气动力学性能作为重点。然而在最终的叶片设计中应当对这一过渡进行修正。

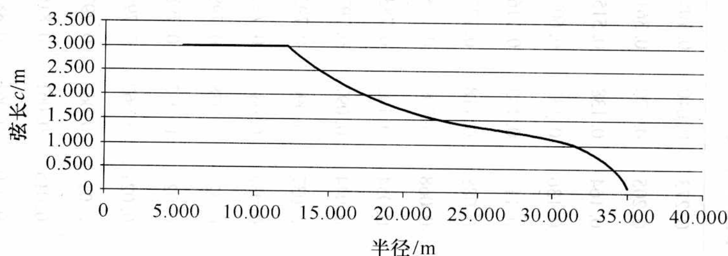


图 6-22　弦长分布

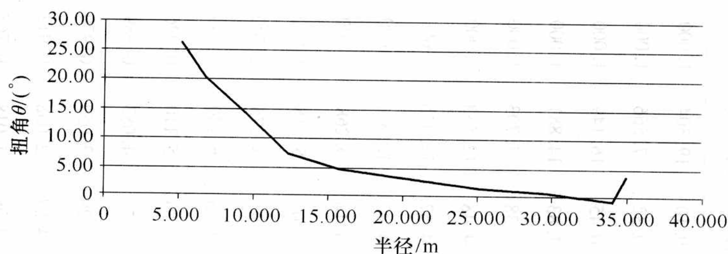


图 6-23　扭曲分布

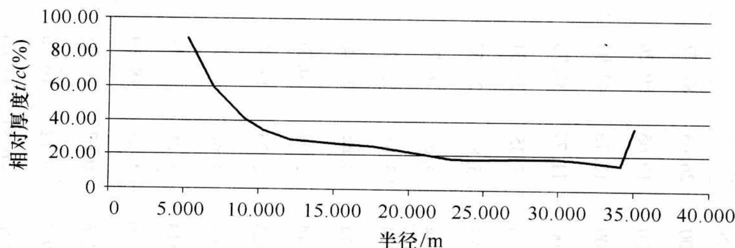


图 6-24　相对厚度分布

表 6-1　叶片设计过程中用到的实体参数

R	c	θ	t/c	ϕ	$\alpha_{design,blade}$	f	F	a'	σ	c_x	c_y	$c_{l,design,blade}$	$(c_l/c_c)_{design,blade}$	λ_{loc}	t
	式(6-38)或式(6-29)	式(6-16)		式(6-17)	图(6-21)	式(6-26)	式(6-26)	式(6-31)	式(6-29)	式(6-23)	式(6-22)	图(6-19)	图(6-20)	式(6-35)	图(6-13)
5. 250	3. 000	26. 03	87. 77	26. 12	0. 10	19. 304	1. 000	0. 007	0. 273	0. 040	0. 105	0. 112	10. 891	1. 35	2. 633
7. 000	3. 000	19. 65	59. 26	19. 97	0. 32	17. 566	1. 000	0. 019	0. 205	0. 120	0. 361	0. 380	36. 283	1. 80	1. 778
8. 750	3. 000	15. 73	43. 04	16. 18	0. 45	16. 149	1. 000	0. 021	0. 164	0. 138	0. 515	0. 533	50. 728	2. 25	1. 291
10. 500	3. 000	11. 77	33. 75	13. 60	1. 83	14. 881	1. 000	0. 020	0. 136	0. 137	0. 607	0. 622	61. 550	2. 70	1. 012
12. 250	2. 963	7. 35	28. 31	11. 73	4. 38	13. 703	1. 000	0. 019	0. 115	0. 133	0. 716	0. 728	48. 769	3. 15	0. 839
14. 000	2. 583	5. 86	27. 52	10. 34	4. 48	12. 533	1. 000	0. 015	0. 088	0. 118	0. 732	0. 741	49. 197	3. 60	0. 711
15. 750	2. 244	4. 67	26. 76	9. 24	4. 57	11. 415	1. 000	0. 012	0. 068	0. 109	0. 758	0. 766	52. 839	4. 05	0. 600
17. 500	1. 974	3. 88	25. 26	8. 35	4. 47	10. 331	1. 000	0. 010	0. 054	0. 102	0. 783	0. 789	62. 801	4. 50	0. 499
19. 250	1. 774	3. 44	23. 00	7. 61	4. 16	9. 268	1. 000	0. 008	0. 044	0. 097	0. 797	0. 803	85. 370	4. 95	0. 408
21. 000	1. 644	2. 98	20. 31	6. 99	4. 01	8. 218	1. 000	0. 007	0. 037	0. 090	0. 792	0. 797	116. 427	5. 40	0. 334
22. 750	1. 523	2. 25	18. 47	6. 46	4. 21	7. 175	1. 000	0. 006	0. 032	0. 084	0. 792	0. 797	130. 888	5. 85	0. 281
24. 500	1. 407	1. 66	17. 77	6. 01	4. 35	6. 140	0. 999	0. 005	0. 027	0. 078	0. 798	0. 802	132. 764	6. 30	0. 250
26. 250	1. 314	1. 28	17. 84	5. 62	4. 34	5. 110	0. 996	0. 004	0. 024	0. 072	0. 798	0. 801	132. 693	6. 75	0. 234
28. 000	1. 230	1. 01	18. 19	5. 27	4. 26	4. 083	0. 989	0. 004	0. 021	0. 067	0. 795	0. 798	131. 929	7. 20	0. 224
29. 750	1. 136	0. 67	18. 05	4. 96	4. 29	3. 059	0. 970	0. 003	0. 018	0. 063	0. 797	0. 799	132. 306	7. 65	0. 205
31. 500	0. 992	0. 12	16. 86	4. 69	4. 57	2. 038	0. 917	0. 003	0. 015	0. 061	0. 816	0. 818	130. 863	8. 10	0. 167
33. 250	0. 720	-0. 53	15. 00	4. 45	4. 98	1. 018	0. 765	0. 003	0. 010	0. 061	0. 889	0. 891	108. 681	8. 55	0. 108
34. 125	0. 536	-0. 67	15. 00	4. 33	5. 00	0. 509	0. 589	0. 003	0. 007	0. 060	0. 898	0. 900	105. 847	8. 78	0. 074
34. 983	0. 120	3. 49	35. 50	4. 23	0. 74	0. 010	0. 091	0. 002	0. 002	0. 034	0. 601	0. 602	60. 019	9. 00	0. 043

注：每一列中都表明了描述该实体的参考公式。

6.4.9 步骤 9：叶片设计的评估

应当对步骤 8 中设计的叶片进行评估，这不仅是为了揭示其气动性能，其中应研究其功率和载荷性能，也是为了考察其年发电量（AEP）。接下来，将用到丹麦 Risø DTU 开发的空气动力学工具 HAWTOPT[2]。然而，在开始评估之前，应当针对三维气流的影响对翼型特性进行修正，例如气流开始分离时出现的离心力与科里奥利力影响。为此，可以使用 6. 3. 3 节[29-33]中提到的模型。一般情况下，这些修正会增加最大升力，而且翼型截面愈靠近轮毂愈明显。这些修正对于精确估计 PRVS 概念的风轮性能很重要，但由于大多数风轮正常工作时会承受附着气流，因此这种三维效应是相当小的。当时，如果设计失速型风力机的风轮，则整个风轮将承受分离的气流，而三维修正对于准确预测功率与载荷也将变得更加关键。本例中用到了 Bak 等[33]提出的三维修正模型。

不计传动链损耗的功率和推力曲线如图 6-25 所示。此外，图 6-26 给出了对应的转速和桨距角。可见获得额定功率时的风速稍高于 10m/s，而不是估计的12m/s。这可能是由相对乐观的功率曲线造成的，而在实际风力机中，由于这些风速处的桨距曲线的快速变化，而使功率曲线上“膝”点处的功率难以得到。此外，传动链的损耗将会降低效率，并稍稍抬高额定风速。但是，为了获得最低的发电成本，应该考虑与发电机相比风轮是否具有合理的尺寸。因此，AEP 是一种重要的预测手段。本例中，给出了风轮的控制设定与安装站点，其 AEP = 2270MWh。将 AEP 与年小时数联系起来，可得在该风气候下，风轮的平均机械功率为 259kW。这是额定功率的 25. 9%，与通常风力机风轮的经验值 25% 非常符合。

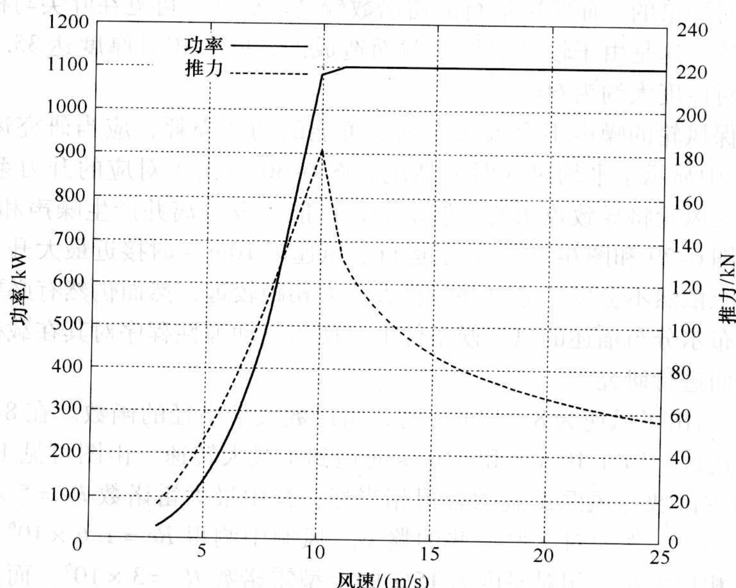


图 6-25 机械功率与推力关于风速的函数，即所谓的功率和推力曲线

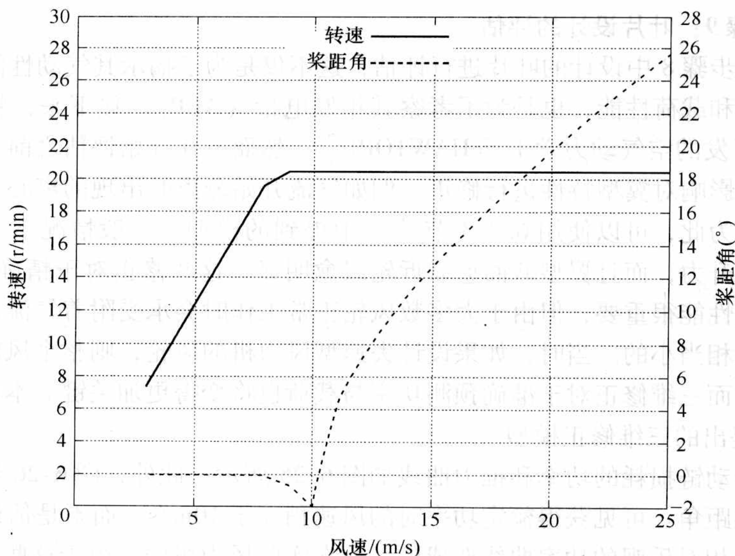


图 6-26　转速和桨距角关于风速的函数

图 6-27 给出了功率系数和推力系数。注意到功率系数略低于贝茨（Betz）极限。分析之，图 6-28 显示了风速为 8m/s 处，局部功率与推力系数反映效率沿叶片分布的情况。就功率系数来说，叶片靠内的部分效率相当不高，尤其是半径小于 12m 的区域。这部分是由 FFA-W3-xxx 翼型特性的保守所造成的，因为该翼型是在较低雷诺数时测量的，而实际运行的雷诺数较高。此外，可见在叶尖与根部还出现了负功率系数，这是由于较厚的翼型截面造成的，叶尖相对厚度达 35.5%，而接近叶根的相对厚度大约为 60%。

为了确保风轮的噪声不会太大并减少可能的功率损耗，应当研究运行时的攻角。图 6-29 中显示了平均风速时的情况。图 6-30 给出了对应的升力系数 C_l。然而，阵风进入风轮将导致攻角的突然增加，可能引发分离并产生噪声和功率损耗。因此，尽管图 6-29 和图 6-30 显示了运行于风速为 10m/s 时接近最大升力，风轮在该风速时甚至依然不会发生分离并与最大升力相距较远，然而仍然有必要在具有湍流强度和威布尔分布描述的风气候条件下，使用气动弹性程序对其在载荷、功率和分离风险方面进行研究。

图 6-31 给出了风速为 8 ~ 12m/s 时，雷诺数关于半径的函数。在 8m/s 时风轮仍运行于变速区，但在 10m/s 和 12m/s 时达到了最大转速。由图可见 18% 和 21% 相对厚度的雷诺数与风洞试验吻合得相当好，其中最大雷诺数 $Re = 5 \times 10^6$，而风洞中 $Re = 6 \times 10^6$。然而对于厚一些的翼型，风洞中测得 $Re = 1.6 \times 10^6$，与图中的 $Re = 5 \times 10^6$ 相比太小。相对厚度为 15% 的翼型雷诺数 $Re = 3 \times 10^6$，而用到的风洞数据则太高，为 $Re = 6 \times 10^6$。

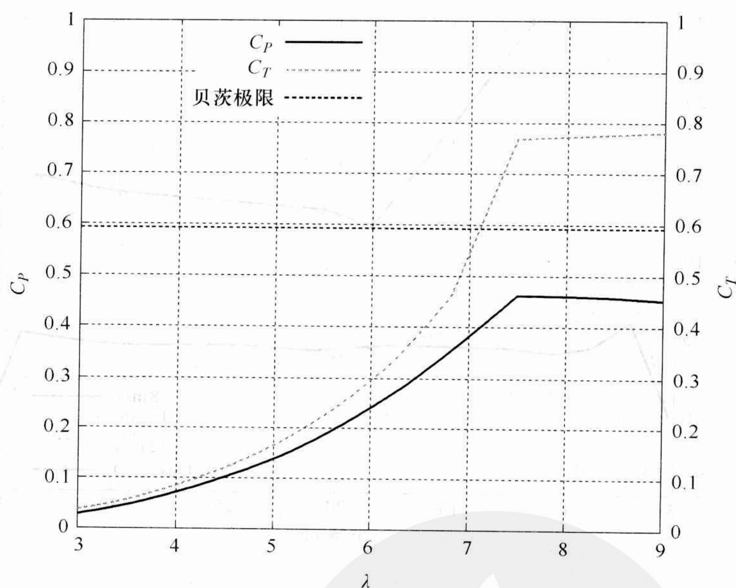


图 6-27　功率和推力系数关于叶尖速比 λ 的函数，同样也给出了贝茨极限

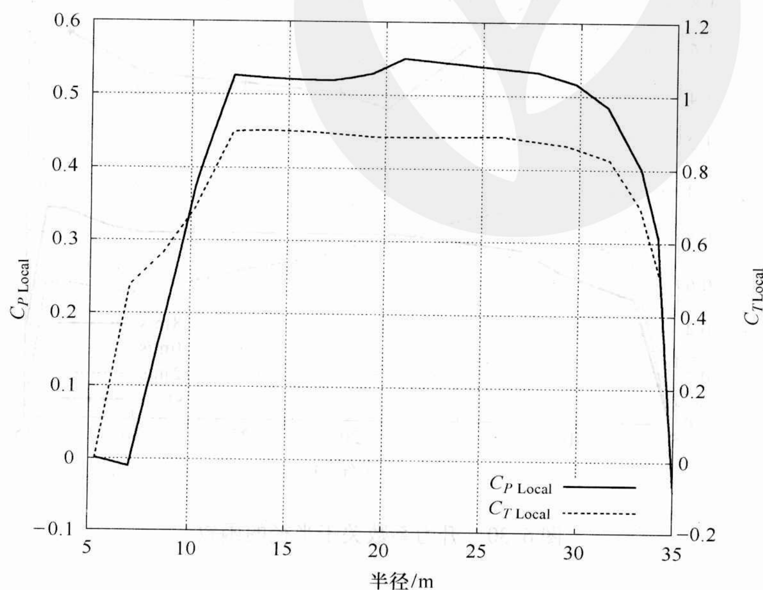


图 6-28　局部机械功率和推力系数关于风轮半径的函数，风速为 8m/s，对应叶尖速比 λ = 9.0

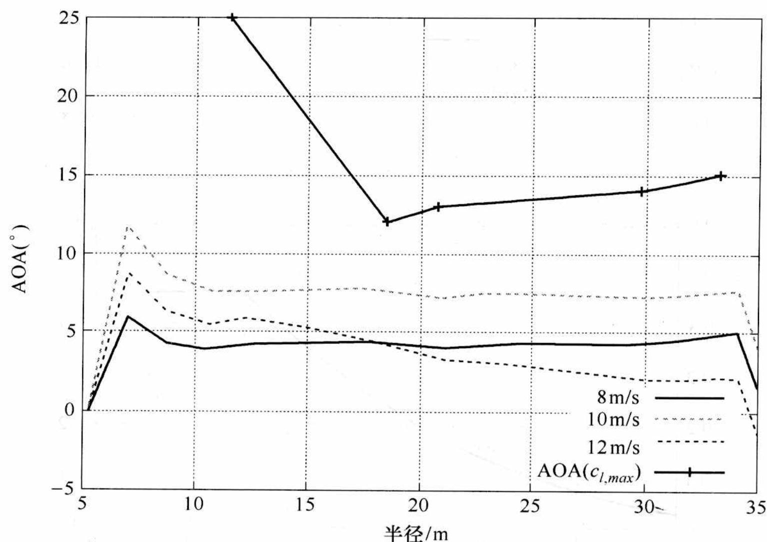


图6-29 攻角（AOA）关于半径的函数

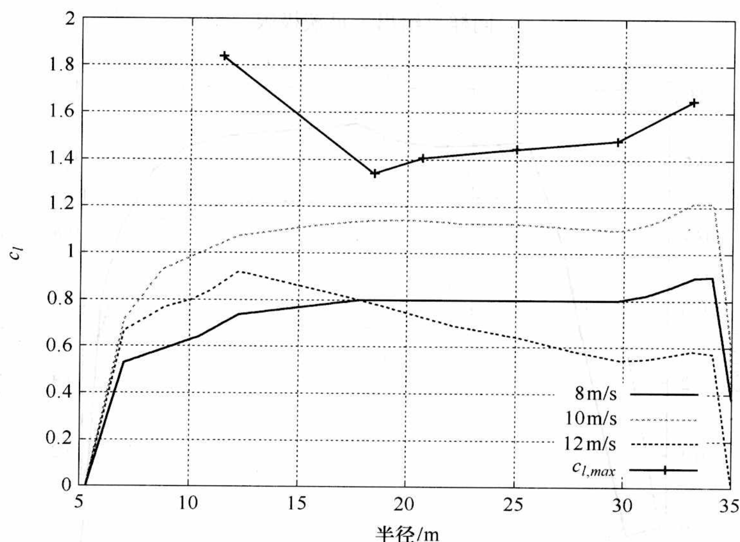


图6-30 升力系数关于半径的函数

分析叶片平面的几何形状，弦线分布相对平滑，结构构建中不会出现大的问题。然而，扭曲和相对厚度的分布不是很平滑，因此需要设定一些要求以便使不同参数的分布平滑并连续可变。最后，结构设计中应当分析潜在的改进方案，例如强度、应力应变和制造流程。

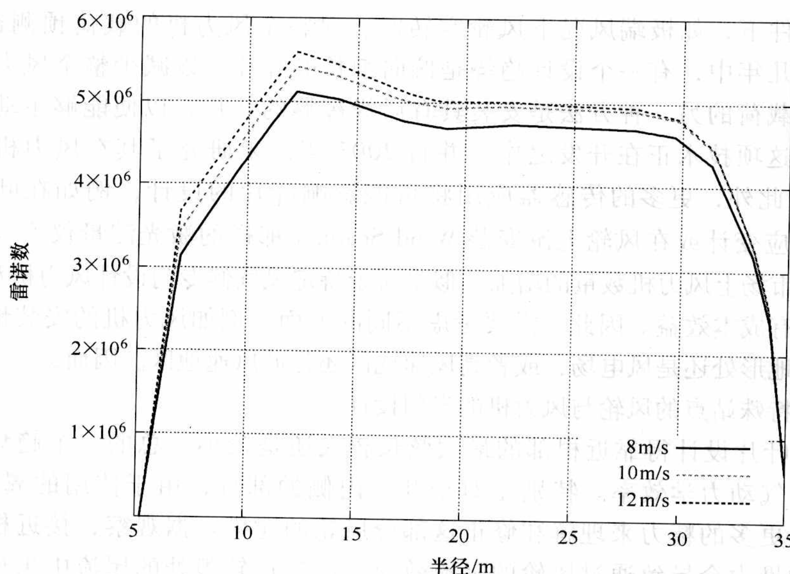


图6-31 雷诺数关于半径的函数

用步骤9中介绍的方法评估叶片设计，如果在某一步发现了上一次过程中影响设计的因素，则从这一步重新开始一次迭代设计过程。对于上述设计，我们应该获取 $t/c=15\%$ 和 $t/c\geqslant 24\%$ 的新的翼型特性，因为它们对设计的影响似乎较大。因此，应当从步骤6开始新的叶片设计迭代过程。然而，如果使用气动弹性程序研究整个风力机的载荷特性，并建立了恰当的成本函数，那么新的叶片设计迭代过程应当从更早的步骤开始，可能从步骤2开始按比例确定风轮大小。

6.5 未来趋势

随着全球市场上风力机装机容量的增加以及人们对风能日益浓厚的兴趣，可以发现风轮设计将遵循如下几条发展路线。首先是数千瓦级的小型风力机市场正在形成（2010年）。正如20世纪70年代末到80年代初那样，不断推出并测试了许多不同的概念。因此，对于风轮的大小，发展趋势并不清晰。另一条路线是从20世纪80年代早期开始，基于经验和扩大规模的兆瓦级大型风力机的发展。关于兆瓦级风力机的叶片设计，目前存在几种不同的形状。形状差异与所需降低载荷的程度有关。一些叶片设计成从叶尖到根部都具有相当薄的翼型截面，并允许使用相当长的弦长。一些叶片的根部设计了相当厚的翼型截面，从翼型到圆柱体部分有过渡，相应地允许最大弦长较小。这种差异是由于

在某些条件下，如极端风况下风轮空转时，对整个风力机的载荷预测造成的。在过去的几年中，有一个设计趋势是偏向细长的叶片，以减少整个风力机的载荷。降低载荷的另一种方法是安装具有后缘襟翼的叶片，以便能够主动减少载荷波动。这项技术正在开发之中，并自 2003 年以来研究了其在风力机中的应用[51-54]。此外，更多的传感器应用将可能影响叶片的设计，例如在叶片中使用嵌入式应变计或在风轮上游安装 Wind Scanner 那样的激光测量仪[55]。

随着市场上风力机数量的增加，似乎对于特定风气候专门设计风力机和风轮也越来越具有成本效益。因此，需要考虑不同的方面，例如风力机的安装地点是海上、复杂地形处还是风电场，或者高风速地区还是低风速地区。因而，一个发展趋势是针对特殊站点的风轮与风力机的专门设计。

不论叶片设计得靠近根部的最大弦长较大还是较小，总的一个趋势是提高叶片的空气动力学效率。特别是对于叶片内侧的部分，由于使用的翼型较厚，需要投入更多的精力来理解和修正这部分风轮的建模。据观察，接近根部区域的较大的推力会导致通过风轮的吸流效应，由接近轮毂处的尾流中出现的旋涡造成[56]。因此，未来的设计中可能会更加注重厚翼型的性能和风轮内侧区域的空气动力学性能。

6.6 更多信息来源

风轮设计需要用到不同的工具。特别地，自 20 世纪 80 年代以来，研究了 BEM 方法所无法描述的机制，并在晚些年的时候推出了计算流体动力学等更先进的工具。风力机风轮的风洞测试已实施[57,58]，风轮在大气中的测试也已得到了实施[59-61]。最近，进行了一台 2.3MW 现代风力机的风轮试验，测量了风力机运行时叶片表面的压力分布以及高达 10kHz 的快速波动，以便研究叶片周围湍流特性中最小的涡流[62]。不同的研究机构都开展了风力机风轮空气动力学设计的详细研究，例如 NREL（美国）、UC Davis（美国）、ECN（荷兰）、Delft（荷兰）、Stuttgart（德国）、FOI（瑞典）、CRES（希腊）、Mie University（日本）、Imperial College（英国）、DTU MEK（丹麦）以及 Risø DTU（丹麦）。Tangler[63] 和 Snel[64] 给出了风轮空气动力学设计的综述。

6.7 致谢

我要感谢我在丹麦 Risø DTU 的同事们，尤其是风能部气动弹性设计项目组给予我持续不断的灵感。特别的感谢送给气动弹性设计组的 Mac Gaunaa 和 Flemming Rasmussen，在撰写本章时，他们与我进行了富有成果的讨论。

6.8 命名法

符号	单位	说明
a	[－]	风轮平面轴向干扰因子
a'	[－]	风轮平面切向干扰因子
A	[m^2]	风轮平面面积
A_h	[m/s]	威布尔（Weibull）分布中与平均风速有关的参数
B	[－]	风轮叶片数量
c	[m]	从翼型最前缘到最后缘的弦长或距离
c_d	[－]	阻力系数
c_l	[－]	升力系数
$c_{l,design}$	[－]	获得 $(c_l/c_d)_{design}$ 时的升力系数（设计升力）
$c_{l,design,blade}$	[－]	用于叶片设计的升力系数（叶片设计升力）
$c_{l,max}$	[－]	最大升力系数
c_l/c_d	[－]	升阻比
$(c_l/c_d)_{design}$	[－]	翼型截面的最大升阻比
$(c_l/c_d)_{design,blade}$	[－]	获得 $c_{l,design,blade}$ 时的升阻比
c_x	[－]	驱动风轮的翼型作用力系数（与风轮平面平行）
c_y	[－]	推动风轮的翼型作用力系数（与风轮平面正交）
C_P	[－]	风轮功率系数
C_T	[－]	风轮推力系数
D	[N]	翼型阻力
f	[－]	普朗特叶尖校正方程的指数
F	[－]	普朗特叶尖校正
$F_{tangential}$	[N/m]	翼型切向单位长度作用力
h	[m]	风速建模处距地面高度

$h_{measured}$	[m]	风速测量处距地面高度（通常为10m）
H	[Pa]	滞止压力
k_h	[－]	威布尔分布参数
$k_{h,measured}$	[－]	通过测量确定的威布尔分布参数
L	[N]	翼型升力
p	[Pa]	风轮平面上风向压力
p_0	[Pa]	远离风轮处的压力
P	[W]	风轮机械功率
P_{wind}	[W]	风的可用功率
Q	[Nm]	风轮转矩
r	[m]	叶片局部半径
R	[m]	叶尖半径
Re	[－]	雷诺数
t	[m]	与弦正交的最大翼型测量厚度
T	[N]	风轮推力
T_{wind}	[N]	风的推力
TSR	[－]	叶尖速比 = λ
u	[m/s]	风轮平面的风速
u_1	[m/s]	风轮下游远处尾流风速
V_0	[m/s]	风轮上游远处风速
W	[m/s]	轴向与切向入流速度合成的翼型相对速度
z_0	[m]	地形粗糙长度
α	[°]	攻角
α_{design}	[°]	获得 $c_{l,design}$ 时的攻角
$\alpha_{design,blade}$	[°]	获得 $c_{l,design,blade}$ 时的攻角
Δp	[Pa]	风轮圆盘压力差

ϕ	[°]	相对入流与风轮平面之间的夹角
λ_{loc}	[-]	风轮局部切向速度与上游远处风速的比
λ	[-]	风轮尖部切向速度与上游远处风速的比（叶尖速比）
v	[m^2/s]	空气动态粘度
ω	[rad/s]	风轮旋转速度
ρ	[kg/m^3]	空气密度
σ	[-]	风轮稠度
θ	[°]	桨距角

6.9 参考文献

1 BTM Consult ApS, 'International Wind Energy Development', *World Market Update 2008. Forecast 2009–2013*, BTM Consult ApS, March 2009.

2 Fuglsang, P, Thomsen, K, 'Site-specific design optimization of 1.5–2.0 MW wind turbines', *J. Solar Energy Eng.* 123 (2001), 296–303.

3 Xudong, W, Shen, W Z, Zhu, W J, Sørensen, J N, Jin, C, 'Shape optimization of wind turbine blades', *Wind Energy* 12(8) (2009), 781–803.

4 ANSYS Fluent, www.ansys.com

5 ANSYS CFX, www.ansys.com

6 STAR-CD, www.cd-adapco.com

7 Michelsen, J A, *Basis3d – A Platform for Development of Multiblock PDE Solvers*, Technical Report AFM 92-05, Technical University of Denmark, 1992.

8 Michelsen, J A, *Block Structured Multigrid Solution of 2D and 3D ELLIPTIc PDE's*, Technical Report AFM 94-06, Technical University of Denmark, 1994.

9 Sørensen, N N, *General Purpose Flow Solver Applied to Flow Over Hills*, Risø-r-827(en), Risø National Laboratory, Denmark, June 1995.

10 Sørensen, N N, 'CFD modelling of laminar-turbulent transition for airfoils and rotors using the γ-Re_θ model', *Wind Energy* 12 (2009), 715–33.

11 Sørensen, J N, Shen, W Z, 'Numerical modelling of wind turbine wakes', *Journal of Fluids Engineering* 124(2) (2002), 393–9.

12 Mikkelsen, R, *Actuator disc methods applied to wind turbines*, MEK-FM-PHD 2003-02, Technical University of Denmark, 2003.

13 Madsen, H A, 'A CFD analysis of the actuator disc flow compared with momentum theory results', *10th IEA Meeting on Aerodynamics*, 16–17 December, University of Edinburgh, 1996.

14 Voutsinas, S G, Riziotis, V A, 'Vortex particle modeling of stall on rotors: application to wind turbines', *Proceedings of the Fluids Engineering Division Summer Meeting*, ASME, San Diego, CA, 1996, pp. 25–32.

15 Glauert, H, 'Airplane propellers', in *Aerodynamic Theory*, Volume IV, ed. W F Durand, The Dover edition, New York, 1963.

16 Wilson, R E, Lissaman, P B S, *Applied Aerodynamics of Wind Power Machines*, Oregon State University, May 1974.

17 Andersen, P S, Krabbe, U, Lundsager, P, Petersen, H, *Basismateriale for Beregning af Propelvindmølle*, Risø-M-2153(rev.), Risø, Januar, 1980. (in Danish)
18 Hansen, M O L, *Aerodynamics of Wind Turbines*, 2nd ed., Earthscan, London, 2008.
19 Prandtl, L, Betz, A, *Schraubenpropeller mit geringstem Energieverlust*, Göttinger Nachrichten, 1919.
20 Abbott, I H, von Doenhoff, A E, *Theory of Wing Sections*, Dover Publications, New York, 1959.
21 Althaus, D, *Niedrig-geschwindigkeits-profile*, Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 1996.
22 Lyon, C A, Broeren, A P, Giguere, P, Gopalarathnam, A, Selig, M S, *Summary of Low-Speed Airfoil Data*, Volumes 3, Department of Aerospace Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana, IL.
23 Tangler, J L, Somers, D M, 'Nrel airfoil families for HAWTs', *Proceedings of the Windpower'95*, 26–30 March, Washington, DC, 1995, pp. 117–23.
24 Timmer, W A, van Rooij, R P J O M, 'Summary of the Delft University wind turbine dedicated airfoils', *Proceedings of the AIAA-2003-0352*, 2003.
25 Björk, A, *Coordinates and Calculations for the FFA-w1-xxx, FFA-w2-xxx and FFA-w3-xxx Series of Airfoils for Horizontal Axis Wind Turbines*, FFA TN 1990-15, FFA, Stockholm, Sweden, 1990.
26 Fuglsang, P, Bak, C, 'Development of the Risø wind turbine airfoils', *Wind Energy* 7 (2004), 145–62.
27 Bak, C, Andersen, P B, Madsen, H A, Gaunaa, M, Fuglsang, P, Bove, S, 'Design and verification of airfoils resistant to surface contamination and turbulence intensity', *AIAA 2008-7050, 26th AIAA Applied Aerodynamics Conference*, 18–21 August, Honolulu, HI, 2008.
28 Drela, M, XFOIL: an analysis and design system for low reynolds number airfoils', *Low Reynolds Number Aerodynamics*, Volume 54, Lectures Notes in Engineering, Springer-Verlag, 1989.
29 Snel, H, Houwink, R, van Bussel, G J W, Bruining, A, 'Sectional prediction of 3D effects for stalled flow on rotating blades and comparison with measurements', *Proceedings of the European Community Wind Energy Conference*, 8–12 March, H S Stephens & Associates, Lübeck-Travemünde, Germany, 1993, pp. 395–9.
30 Du, Z, Selig, M S, 'A 3-D stall-delay model for horizontal axis wind turbine performance prediction', *AIAA-98-0021, 36th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 1998 ASME Wind Energy Symposium*, 12–15 January, Reno, NV, USA, 1998.
31 Chaviaropoulos, P K, Hansen, M O L, 'Investigating three-dimensional and rotational effects on wind turbine blades by means of a quasi-3D Navier–Stokes Solver', *Journal of Fluids Engineering* 122 (June 2000), 330–6.
32 Lindenburg, C, 'Modelling of rotational augmentation based on engineering considerations and measurements', *European Wind Energy Conference*, 22–25 November, London, 2004.
33 Bak, C, Johansen, J, Andersen, P B, 'Three-dimensional corrections of airfoil characteristics based on pressure distributions', *Presented at the European Wind Energy Conference & Exhibition (EWEC)*, 27 February–2 March, Athens, Greece, 2006.
34 Bak, C, 'Sensitivity of key parameters in aerodynamic wind turbine rotor design on power and energy performance', *Proceedings of the Science of Making Torque from Wind, Journal of Physics: Conference Series* 75 (2007).
35 Collecutt, G R, Flay, R G J, 'The economic optimisation of horizontal axis wind turbine design', *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 61(1) (June 1996), 87–97.

36 Fingersh, L, Hand, M, Laxson, A, *Wind Turbine Design Cost and Scaling Model*, Technical Report NREL/TP-500-40566, December 2006.
37 Fuglsang, P, Bak, C, Schepers, J G, Bulder, B, Cockerill, T T, Claiden, P, Olesen, A, van Rossen, R, 'Site-specific design optimization of wind turbines', *Wind Energy* 5(4) (2002), 261–79.
38 Diveux, T, Sebastian, P, Bernard, D, Puiggali, J R, Grandidier, J Y, 'Horizontal axis wind turbine systems: optimization using genetic algorithms', *Wind Energy* 4(4) (2001), 151–71.
39 Griffin, D A, Zuteck, M D, 'Scaling of composite wind turbine blades for rotors of 80 to 120 meter diameter', *Journal of Solar Energy* Engineering 123(4) (November 2001), 310–9.
40 Zaaijer, M B, Kooijman, H J T, Herman, S A, Hendriks, H B, 'How to benefit from cost modeling of offshore wind farms', *EWEC2003*, Madrid, Spain, 2003.
41 Brooks, T F, Pope, D S, Marcolini, M A, *Airfoil Self-Noise and Prediction*, NASA Reference Publication No. 1218, USA, 1989.
42 Øye, S, 'FLEX 4 – simulation of wind turbine dynamics', *Proceedings of the 28th IEA Meeting of Experts – State of the Art of Aeroelastic Codes for Wind Turbine Calculations*, 11–12 April, Technical University of Denmark, Lyngby, Denmark, 1996, pp. 71–6.
43 Bossanyi, E A, *GH-Bladed User Manual*, Issue 14, Garrad Hassan and Partners Ltd, Bristol, UK, 2004.
44 Lindenburg, C, Schepers, J G, 'Phatas-IV Aero-elastic Modelling, Release "DEC-1999" and "NOV-2000"', *ECN-CX-00-027*, 2000.
45 Jonkman, J M, Buhl, M L Jr., 'FAST user's guide', *NREL/EL-500-29798*, National Renewable Energy Laboratory, Golden, CO, 2005.
46 Larsen, T J, Madsen, H A, Hansen, A M, Thomsen, K, 'Investigations of stability effects of an offshore wind turbine using the new aeroelastic code HAWC2', *Proceedings of the Conference on Copenhagen Offshore Wind 2005*, Copenhagen, 2005, pp. 25–8.
47 IEC 61400-SER ed1.0, www.iec.ch
48 Troen, I, Lundtang, E L, *European Wind Atlas*, Risø National Laboratory, Roskilde, Denmark.
49 Bertagnolio, F, Sørensen, N N, Johansen, J, Fuglsang, P, *Wind Turbine Airfoil Catalogue*, Risø-R-1280(EN), 2001.
50 Fuglsang, P, Antoniou, I, Dahl, K S, Madsen, H A, *Wind Tunnel Tests of the FFA-W3-241, FFA-W3-301 and NACA 63-430 Airfoils*, Risø-R-1041(EN), Risø National Laboratory, Roskilde, Denmark, December 1998.
51 Buhl, T, Gaunaa, M, Bak, C, 'Potential load reduction using airfoils with variable trailing edge geometry', *Journal of Solar Energy Engineering*, 127 (November 2005), 503–16.
52 Andersen, P B, Henriksen, L, Gaunaa, M, Bak, C, Buhl, T, 'Deformable trailing edge flaps for modern megawatt wind turbine controllers using strain gauge sensors', *Wind Energy*, 2009.
53 Barlas, A, van Kuik, G A M, 'State of the art and prospectives of smart rotor control for wind turbines', *Proceedings of the Science of Making Torque from Wind*, Lyngby, Denmark.
54 Yen Nakafuji, D, van Dam, C, Smith, R, Collins, S, 'Active load control for airfoils using microtabs', *Journal of Solar Energy Engineering* 123 (2001), 282–9.
55 Mikkelsen, T, Mann, J, Courtney, M, Sjöholm, M, 'Windscanner: 3-D wind and turbulence measurements from three steerable doppler lidars', *14th International Symposium for the Advancement of Boundary Layer Remote Sensing, Earth and Environmental Science*, Volume 1, 2008.
56 Johansen, J, Aagaard Madsen, H, Gaunaa, M, Bak, C, Sørensen, N N, '3D Navier–

Stokes simulations of a rotor designed for maximum aerodynamic efficiency', AIAA-2007-217, in [Technical papers] *Presented at the 42th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit; 26th ASME Wind Energy Symposium*, Reno, NV (USA), 8–11 January 2007, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reston, VA, 2007.

57 Hand, M M, Simms, D A, Fingersh, L J, Jager, D W, Cotrell, J R, Schreck, S, Larwood, S M, 'Unsteady aerodynamics experiment phase VI: wind tunnel test configurations and available data campaigns', *NREL/TP-500-29955*, National Renewable Energy Laboratory, Golden, CO, USA, December 2001.

58 Snel, H, Schepers, J G, Montgomerie, B, 'The MEXICO project (model experiments in controlled conditions): the database and first results of data processing and interpretation', *Proceedings of the Science of Making Torque from Wind, Journal of Physics: Conference Series* 75 (2007).

59 Schepers, G, Brand, A, Aagaard Madsen, H, Simms, D, Hand, M, Stefanatos, N, Bruining, A, van Rooy, R, Maeda, T, Shimizu, Y, Graham, M, 'IEA Annex XIV/XVIII, field rotor aerodynamics, wind energy for the new millennium', In Helm, P, Zervos, A (Eds), *Proceedings of the 2001 European Wind Energy Conference and Exhibition (EWEC'01)*, 2–6 July 2001, Copenhagen, Denmark, WIP Renewable Energies, München, 2001, pp. 457–61.

60 Schepers, J G, Brand, A J, Bruining, A, Graham, J M R, Hand, M M, Infield, D G, Madsen, H A, Paynter, R J H, Simms, D A, *Final Report of IEA Annex XIV: Field Rotor Aerodynamics*, ECN-C-97-027, ECN Solar Energy, 1997.

61 Schepers, J G, Brand, A J, Bruining, A, van Rooij, R, Graham, J M R, Paynter, R J H, Hand, M M, Simms, D A, Infield, D G, Madsen, H A, Maeda, T, Shimizu, Y, Stefanatos, N, *Final Report of IEA Annex VIII: Enhanced Field Rotor Aerodynamics Database*, ECN-C-02-016, ECN Wind Energy, 2002.

62 Madsen, H A, Bak, C, Paulsen, U S, Gaunaa, M, Sørensen, N N, Fuglsang, P, Romblad, J, Olsen, N A, Enevoldsen, P, Laursen, J, Jensen, L, 'The DAN-AERO MW experiments', AIAA 2010-645, *48th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition*, 4–7 January 2010, Orlando, FL.

63 Tangler, J, 'The evolution of rotor and blade design', *Presented at the American Wind Energy Association WindPower 2000*, April 30–May 4, Palm Springs, CA, 2000.

64 Snel, H, 'Review of aerodynamics for wind turbines', *Wind Energy* 6 (2003), 203–11.

第 7 章　风力机传动链系统

Z. CHEN，奥尔堡大学，丹麦

摘要： 本章描述了现代风力机的传动链系统。讨论了不同类型的系统，包括齿轮、发电机、电力电子技术及集成的完整输电系统，并提出了电力变换系统的一种优化设计研究。

关键词： 风力机，齿轮箱，发电机拓扑，变速，直驱，电力电子技术

7.1　引言

本章描述了风力机传动链系统。传动链的主要功能是功率传输，也即将风力机风轮轮毂处的机械能转换为电能，并将其输送至负荷/电网。主要部件包括齿轮箱、发电机和电力电子变流器。

随着世界范围内风力发电应用的快速发展以及风力机装机容量的显著增长，研究与开发正被积极地实施；不同的风力机概念已经被开发出来，以使风能变换系统具有更好的成本效益。

图 7-1 显示了一个典型现代风力机的传动链（丹麦，Vestas A/B 公司），其齿

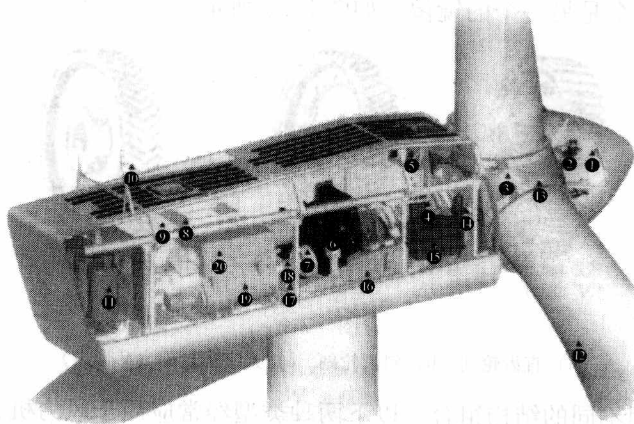


图 7-1　Vestas V90-1.8MW 和 2.0MW DFIG 风力机（致谢 Vestas A/B 公司）
1—轮毂控制器　2—调桨气缸　3—叶片轮毂　4—主轴　5—油冷却器　6—齿轮箱　7—机械盘式制动器　8—服务起重机　9—VMP-带有变流器的顶部控制器　10—超声风传感器　11—高压变压器　12—叶片　13—叶片轴承　14—风轮锁紧系统　15—液压单元　16—机器基础　17—偏航齿轮　18—复合盘式联轴器　19—OptiSpeed®发电机　20—发电机空气冷却器

轮箱将低速、高转矩功率转换为高速、低转矩功率，驱动一般的发电机。然而发电机类型将决定传动链的类型。如果发电机是直驱类型，可以在风力机转子的低速端发电，则可以省去齿轮箱。

本章分为以下部分：7.2 节描述了齿轮箱和轴承系统，7.3 节介绍了电力电子系统，接着 7.4 节介绍了发电机；在 7.5 节中讨论了集成风力发电变换系统，然后在 7.6 节中报道了系统优化设计；最后在 7.7 节给出了结论和未来趋势。

7.2　齿轮箱和轴承系统

7.2.1　齿轮箱、轴、轴承

齿轮用来传递以不同速度旋转的轴之间的功率。在风力机中，齿轮的组合可以用来将风力机叶片的低转速增大为适合标准发电机的高转速，通常是1000r/min 或 1500r/min。有不同类型的齿轮，以下三种类型经常用在风力机齿轮箱中：

1）直齿轮是最简单和最常见的齿轮类型，如图 7-2a 所示，其齿与齿轮的旋转轴平行。轮齿接触主要是滚动，在啮合与脱离期间会产生滑动。

2）斜齿轮具有带有角齿的圆柱形齿轮，如图 7-2b 所示，通过设计以便使齿互相接触时具有逐渐增大的压力，而不是像直齿轮一样立刻啮合整个齿。任何时间，斜齿轮上的载荷都分布在几个齿上，从而降低了磨损。斜齿轮的运行比直齿轮具有更低的噪声和振动。

3）人字齿轮，也称为八字齿轮，具有左旋和右旋斜齿结合成 V 形，像两个标准的斜齿轮，一个是另一个的镜像，如图 7-2c 所示。

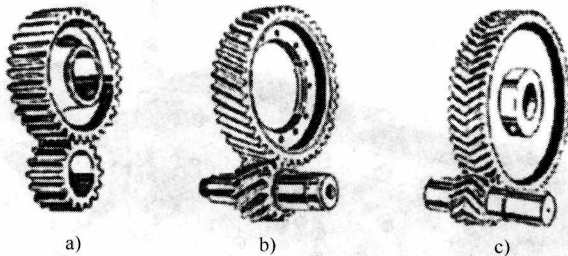


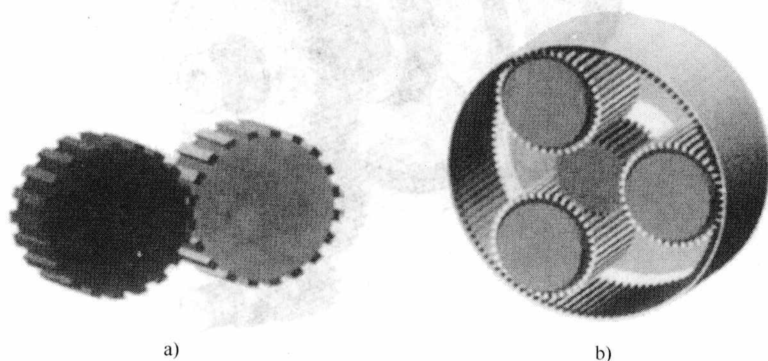
图　7-2
a）直齿轮副　b）斜齿轮副　c）人字齿轮副（V 形齿）

齿轮可以用不同的结构组合；以下两种类型经常应用于风力机：

1）平行级：该结构中，两个不同尺寸的齿轮固定在两个平行的轴上，如图 7-3a所示。速度比与齿的数量成反比。

2）行星级：行星级的主要部件在图 7-3b 中［Peeters 等（2006）］图解说明，包括：

① 内侧带齿的齿轮（内齿圈）；
② 两个或三个更小的带齿的齿轮（行星齿轮）；
③ 普通的托架（行星架）；
④ 放置在中间的带齿的齿轮（太阳轮）。



a)　　　　　　b)

图 7-3　（Peeters 等，2006；致谢 Wiley Interscience）
a）平行级　b）行星级

内齿圈是静止的，而行星架固定在风力机风轮轮毂上，以与转子轴同样的速度旋转。行星架将驱动转矩传递至行星齿轮，行星齿轮沿环轮的内圆周移动。行星齿轮的数量是一个设计变量，通常选择为 3。该结构的增速比可表示为下式：

$$\frac{n_{HSS}}{n_{LSS}} = 1 + \frac{D_{ring}}{D_{sun}} \tag{7-1}$$

式中，n_{HSS}和 n_{LSS} 分别是太阳轮和行星架的转速；D_{ring} 是环轮的直径（或齿数）；D_{sun}是太阳轮的直径（或齿数）。

行星齿轮级比平行轴齿轮级更加紧凑，能够产生更大的转矩密度，因此对于同样量的使用材料，能够传递更大的转矩。

直齿轮和斜齿轮均在风力机齿轮箱的平行轴齿轮级和行星齿轮级中使用。

7.2.2　多级齿轮

随着功率和风轮直径的增大，转矩和齿数比也在增大，通常单级齿轮已不够。需要多级齿轮来获取期望的齿数比。一个风力机齿轮箱典型地包括一个带有两个平行级的低速行星级或者带有一个高速平行级的两个行星级。一般地，设计行星级的齿数比为 7，平行级通常为 5。

图 7-4 显示了一个兆瓦级风力机齿轮箱的截面，具有一个行星级和两个平行轴齿轮级［Todorov 等（2009）］。行星级具有正齿轮，其环轮固定在齿轮箱机架上。第二个齿轮级是一个斜平行级。其轮由第一级的太阳轮驱动，其小齿轮驱动第三级的轮，第三级也是一个斜平行级。

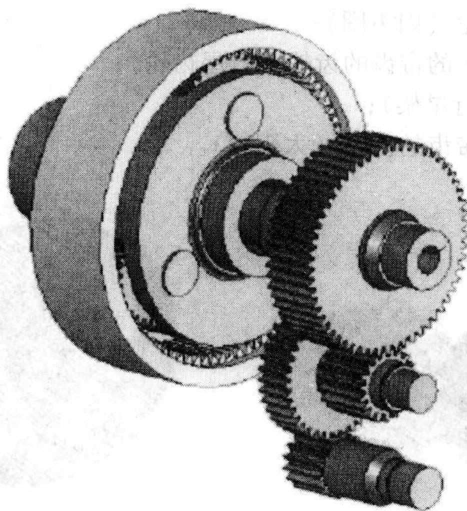


图 7-4　三级齿轮箱的图解，一个行星级，两个平行级
[Todorov 等（2009）]（致谢 IEEE©2009 IEEE）

以下部件与齿轮箱有关系，并可能导致其失效：

1）轴承：轴承的主要功能是减小具有相对运动的两个表面之间的摩擦阻力，线性的或者旋转的。根据运动类型，轴承可以是线性/轴向的或者旋转/径向的。

2）轴：轴是传递转矩的圆柱体单元；一个传动链可能有多个轴，风力机转子侧的低速轴，发电机侧的高速轴，齿轮箱机架中用来支撑齿轮的中间轴。

3）联轴器：这些是用来在两个轴之间连接和传递转矩的单元，例如，发电机与齿轮箱的高速轴。在一些设计中，安全离合器被集成进联轴器，通过防止短路可能造成的暂态转矩传递来保护齿轮箱。

4）机械制动：气动制动用来限制风力机的转速（通过叶片变桨或者调解叶尖）或者使风力机停止。气动制动是停车的首选制动方式，因为与应用机械制动相比，施加在系统上的应力更小。制动通常是由弹簧或者液压的运行与实施来工作，即使是在电功率失效期间。

然而，机械制动系统，包括一个摩擦制动器及其液压系统，能够带来风轮的完全停止，并且使风力机叶片在维护、检修或者紧急状况期间停止。机械制动的构造带有失效-安全机制。例如，降低了的液压油压可以用来激发制动使风力机停止。制动盘由一种特殊的金属合金制成，可以忍受的温度高达 700°C，一般安装在高速轴上，也即在齿轮箱和发电机之间，以保持制动盘的直径尽可能的小。

5）偏航机构：用来使转子轴与风对齐，从而尽可能地从风中提取更多的能量。电气或液压系统被用来将装置与风对齐。机舱顶部的风向标可以用于偏航的驱动。

7.2.3 传动链轴承概念

风力机中，风轮轮毂将来自风的机械能传递至传动链，具有几种载荷分量。仅有转矩分量对于发电机发电是有用的。其他载荷分量向塔架传递。悬架的刚度和阻尼特性在传动链的动态特性中起了重要作用。图7-5显示了三种可能的支撑机构示例［Harrison等（2000）Hau（2000）］。

图7-5a显示了具有两个单独的轴承支撑主轴的概念。两个轴承都承载径向载荷，并将弯矩向塔架传递。靠近风力机风轮的轴承也承载轴向载荷。转矩通过主轴传递至齿轮箱。齿轮箱悬架仅承载对底板的反作用扭矩。扭矩臂装备了振动阻尼器，给了齿轮箱一些灵活性。

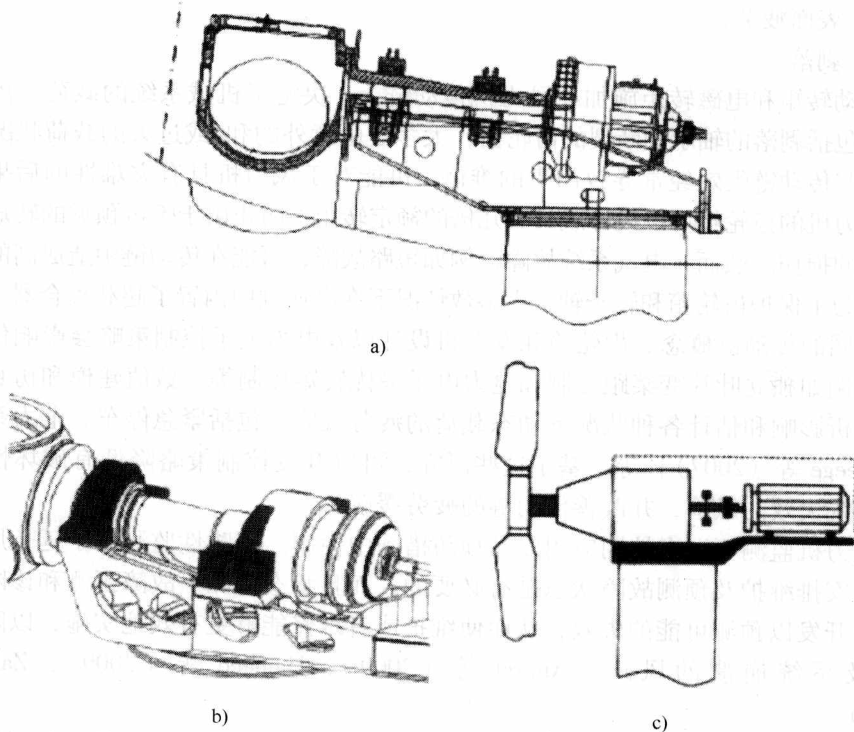


图7-5 传动链轴承概念示例
a）齿轮箱外两个轴承支撑主轴［从参考文献Hau（2000）中复制，致谢Springer-Verlag出版社的《风力机》］
b）三点悬架：一个轴承集成在齿轮箱中［Hau（2000），致谢Springer-Verlag出版社的《风力机》］
c）主轴承集成在齿轮箱中［Harrison等（2000）］

图7-5b显示了一个轴向轴承在靠近风轮侧支撑主轴承，一个径向轴承集成在齿轮箱中。齿轮箱悬架典型地有两个扭矩臂，固定在底板上。该传动链概念常常作为“三点悬架”系统被提及。

图7-5c显示了另一个传动链概念：风轮轮毂悬挂在一个大轴承上，轴承承载

了轴向和径向载荷以及所有弯矩。齿轮箱是整个机舱集成的一部分。该设计可能导致机舱重量大幅减轻。

7.2.4 传动链可能的机械失效、预测及缓解

与其他齿轮应用类似，风力机齿轮箱与轴承可能在以下方面失效：

1）疲劳裂纹；

2）轮齿折断；

3）磨损；

4）塑性流动；

5）刮伤（划伤）；

6）表面疲劳；

7）剥落。

气动转矩和电磁转矩施加在风力机传动链上，决定了机械系统的载荷。传动链失效，包括剥落的轴承和断裂的齿轮齿，大多是由意外的和/或过大的载荷状况造成的。这些传动链失效经常导致昂贵的维修，可能对于风力机具有灾难性的后果。因此，风力机的齿轮箱可以设计成具有几倍的额定转矩，防止由于不可预见的转矩和应力造成的损伤。然而，电气系统故障，例如短路故障，可能在传动链中造成高的转矩峰值。为了保护齿轮箱和转子轴，大多数情况下在高速轴中内置了超载离合器。

不同的传动链概念、齿轮箱和发电机设计以及电力电子控制策略会影响传动链载荷，例如独立叶片变桨距控制和电力电子最优转矩控制等。数值建模和仿真方法用来分析影响和估计各种状况下动态载荷的疲劳效应，包括紧急停车、电力系统故障［Heege 等（2007）］等。基于这些研究，可以开发控制策略降低有破坏性的载荷及系统失效的风险，并改善传动链的疲劳缓解。

风力机监测可以在控制应用以及预防措施中使用。预防性监测对于延长风力机寿命、安排维护及预测故障状态是有必要的。而且状态监测、故障预测和诊断技术正在被开发以预测可能的失效，从而使维护或者维修能够更有效地实施，以降低成本以及系统崩溃的风险［Amirat 等（2009）；Hameed 等（2009）；Zaher 等（2009）］。

齿轮箱和主轴承的状态监测吸引着更多的关注，因为齿轮箱问题多且更换的成本高。各种状态监测技术可以应用在风力机上，一些与传动链系统机械部分非常相关的是：

1）振动分析；

2）油分析；

3）噪声测量。

7.2.5 振动

振动监测用在风力机中确定旋转装置的状态，包括主轴承、齿轮箱和发电机。振动传感器可以放置在轴向和径向。取决于适用的频率范围，可以使用位置传感器

(低范围)、速度传感器(中范围)或加速度计(高范围)。这些振动传感器牢固地固定在感兴趣的部件上,并反馈与瞬时局部运动成比例的模拟信号。具有不同频率范围的各种传感器可以用于不同的位置,包括轴、轴承、齿轮箱和发电机,以及其他装置,例如泵和压缩机。测量的数据被分析,例如通过谐波分析,然后可以在被监测的部件损坏之前确定其完好状况(例如破碎的齿轮齿、破裂的轴承等)。

7.2.6 油质

油分析主要用于检查油的状况,油用于使装置润滑和绝缘,例如轴承、齿轮箱、变压器和其他配电设备。分析提供了一些可能出现的问题的检测,包括放电、绝缘纸老化和其他潜在问题。不合适的润滑会降低效率,并造成机械故障。大多数轴承和齿轮的磨损都是由不正确的油液润滑引起的,并可能在风力机传动链中导致更严重的问题。监测的实施可以使用油粒计算和湿度、粘性、酸性和温度的测量。

通过使用仪器例如粒子计数器可以识别油的质量以及可能存在的污染物。工业油中的水污染起了重要作用;高湿度等级可能造成部件过热、腐蚀或者致命的故障。基于对油液的分析,一个油管理方案可以使油保持最优状态,以降低更换油的成本以及部件的磨损。

7.2.7 噪声监测

噪声监测与振动监测有一些关系。振动传感器牢固地固定在有关的部件上,记录局部运动,并分析与转速有关的频率。另一方面,噪声传感器通过具有低稀释度的柔性胶水贴附在部件上。这些传感器基于更高的频率,能够给出发展中的缺陷的指示。

音响监测测量来自风力机内部和外部的噪声。理想地应使用具有抗混淆、高采样率和动态范围的采集装置。当监测内部时,齿轮箱和主轴承很重要,而整个风力机的噪声是在外部监测。根据测量结果,可以测定更高频率的成分来预测可能的故障。

7.3 电力电子系统

电力电子作为有效变换电能的技术,在风力发电系统中扮演着重要的角色。它是集成变速风力发电系统各单元来获取高效率和高性能的关键组成部分。即使是在风力机直接接入电网的定速风力发电系统中,也用到了晶闸管作为软起动器。电力电子接口用来使风力机特性与接入电网要求相匹配,这些要求包括频率、电压、有功和无功功率、谐波及故障穿越要求等。

近年来,在半导体器件、电路拓扑和控制技术领域,电力电子技术得到了快速发展;电力电子器件的性能在提高且价格在下降,应用领域显著增多。

电力电子器件技术仍在经历着重要进展。器件的击穿电压和/或额定电流持续提高。使用碳化硅的重要研究也在进行中。这可能极大地提高变流器的功率密度。通常,风力发电应用中可用的电力半导体开关器件包括 IGCT(集成门极换流晶闸

管)、SGCT（对称门极换流晶闸管)、GTO（门极关断）晶闸管、IGBT（绝缘栅双极型晶体管）和 IEGT（注入增强栅晶体管)。

IGBT 是广泛用于电力电子变流器的器件之一。其电压等级为 600～4500V，电流等级可达 2400A。可用的更高电压的 IGBT 耐压达 6500V，但是电流能力较低，例如 650A。IGBT 的功率等级可达 3600V、1700A 和 4500V、1200A，而可用的最新非对称阻断 IGCT 有 6500V、3000A 和 6000V、4500A [Badrzadeh 等，(2009)]，能够用于更大功率的风力机。

电力电子变流器由半导体器件的驱动、保护和控制电路组成，来实施电压幅值和频率的变换与控制。自换相变流器系统采用可控半导体器件，并通常采用脉宽调制（PWM）控制方法。这种类型的变流器可实现有功功率的双向传送（AC-DC 或 DC-AC)，而且交流侧的无功功率需求也可以通过 PWM 变流器传送。

根据直流环节的类型，可进一步将自换相变流器分为两种：电压源型变流器（VSC）和电流源型变流器（CSC)。VSC 具有直流环节电容来保持直流侧电压的平滑，且通常使用 IGBT 作为开关器件。VSC 的交流输出是 PWM 电压波形。CSC 具有直流环节电感来保持直流侧电流的平滑，并在交流端口产生 PWM 电流波形。自换相 VSC 和 CSC 都可提供四象限运行（以交流电网作为参考，可以双向传送有功和无功功率)。这两种自换相变流器系统都可采用 PWM 高频开关技术，会产生数千赫范围内的谐波和间谐波。这些谐波可以使用小型滤波器相对容易地滤除。目前，风力发电中使用的电力电子变流器大多为 VSC。

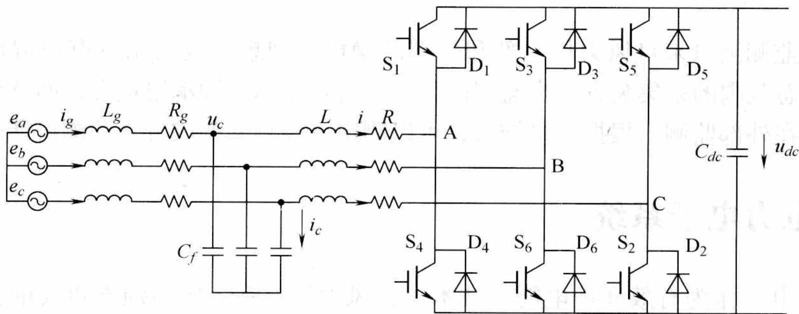


图 7-6 使用 IGBT 的两电平电压源型变流器电路结构

VSC 可以有多种拓扑结构，但两电平变流器是其最简单的结构，且被广泛应用于多个领域，包括风力发电应用。图 7-6 显示了一个两电平电压源型变流器（VSC)，由自换相半导体器件例如 IGBT 组成。

多电平变流器被开发用于高电压和大功率场合。多电平变流器的电路拓扑有多种，如中点钳位（NPC）型变流器和跨接电容（FLC）型变流器。NPC 型和 FLC 型变流器的单个桥臂电路如图 7-7 所示。在多电平变流器中，动态分压通过钳位二极管或钳位电容来实现。多电平 VSC 可在几个电压电平间改变其输出，从而提供改进的电压波形、降低了滤波要求、减小了共模电压和电磁干扰（EMI）问题。

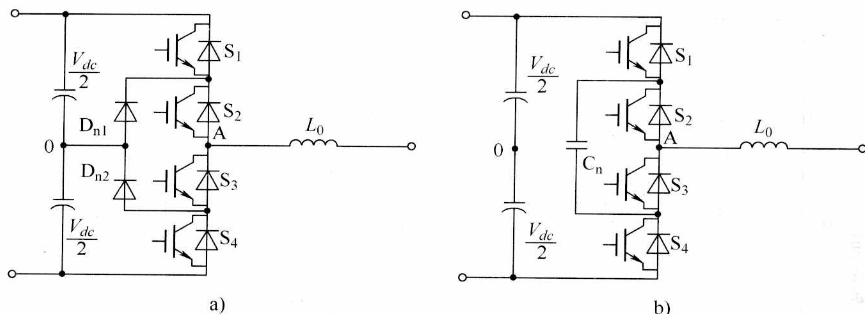


图 7-7　电压源型变流器桥臂

a）三电平中点钳位型 VSC　b）三电平跨接电容型 VSC

也可以使用其他多变流器系统，例如级联 H 桥（CHB）型变流器和交错变流器系统。后者具有多个并联的变流器；这些变流器的输出电压被移相，以降低谐波，并增大功率传送。

中压变流器系统更适合于大型风力机。例如，ABB 公司已经生产出用于 5MW 风力机的 PCS 6000 变流器［Eichler 等，2008）］。该变流器基于大功率半导体器件 IGCT-PEBB（电力电子模块）技术，具有两个 NPC（中点连接）相，可实现紧凑型变流器的开发。

7.4　发电机基本特性

发电机在风力机技术方案中起着很重要的作用。发电机与电力电子的结合极大地影响风力发电系统的性能，并影响机械部分和电网。

发电机由两部分组成：定子和转子。定子和转子之间的空间称为气隙，其中旋转电磁场通过在电机绕组中流过的三相交流电流产生。磁场的转速与同步转速 n_s 有关，n_s 取决于交流端电压的频率和发电机中的极对数：

$$n_s = 60f_{ac}/pp \tag{7-2}$$

式中，n_s 为同步转速（r/min）；f_{ac} 为交流系统频率（Hz）；pp 为极对数。

发电机主要分为两类：同步发电机和异步发电机（也称为感应发电机）。同步发电机一般以同步转速旋转，而感应发电机可以运行在与同步转速不同的变化转速。图 7-8 和 7-9 显示了两类发电机的转矩特性。

同步发电机可以通过外部施加的直流电（电励磁）或者永磁体（PM）励磁，可以制作为具有多极对数，产生低同步转速，与风力机转子转速一样低，从而不再需要齿轮箱。没有齿轮箱或具有低齿数比齿轮箱的风力机驱动的多极同步发电机（电或永磁体励磁）的应用引起了人们相当大的兴趣。然而，同步发电机的垂直转矩特性（见图 7-8）说明其工作在恒定转速。这就意味着风功率的波动可能转化为传动链中很大的转矩波动和高尖峰载荷。因此由于缺乏阻尼，由风力机驱动的同步发电机可能不能直接接入交流电网。

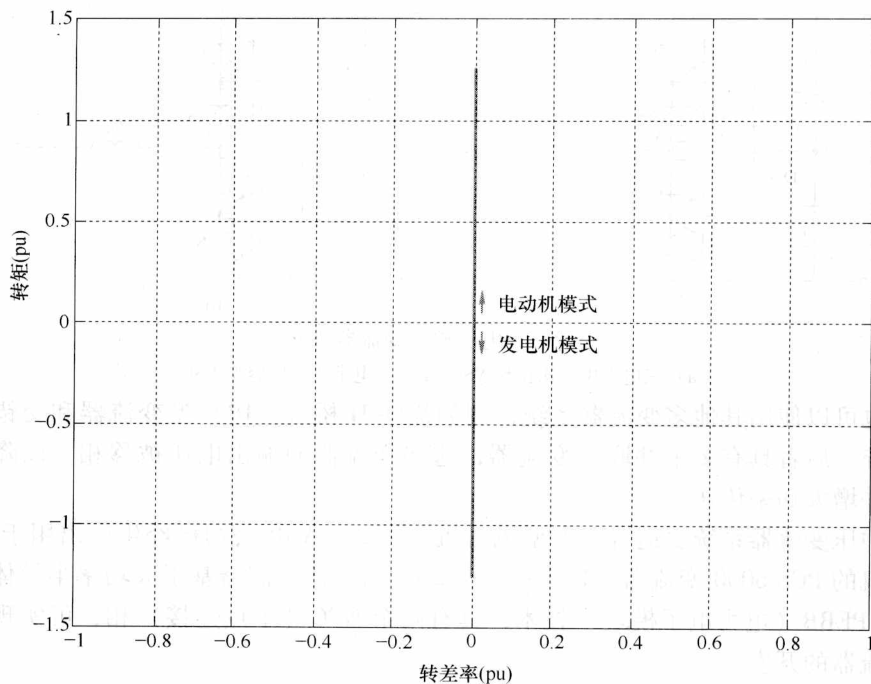


图 7-8 同步发电机的转矩特性

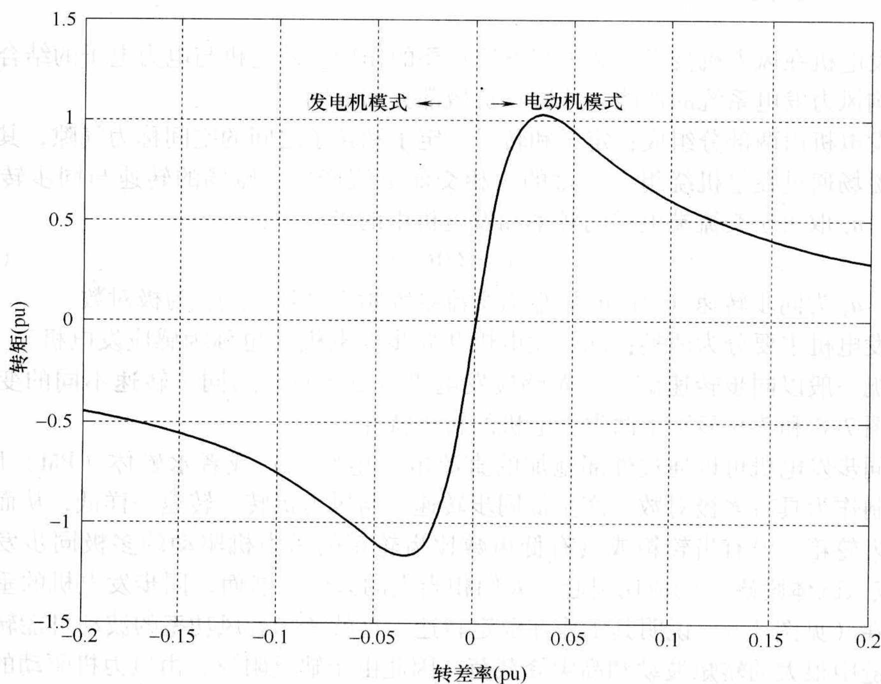


图 7-9 异步（感应）发电机的转矩特性

感应电机的转差率 s 定义为

$$s=(n_s-n_r)/n_s \tag{7-3}$$

式中，n_r 为发电机转速(r/min)。

感应电机工作于发电机状态时，忽略其他的功率损耗，功率平衡可以表示为

$$P_m=P_s+P_r \tag{7-4}$$

$$P_r=-sP_s \tag{7-5}$$

式中，P_m 为机械功率；P_s 为定子功率；P_r 为转子功率。异步发电机的转矩是转差率 s 的函数（见图7-9），当电机为超同步转速时，转差率 s 为负，转差率（绝对值）越大，转子电路中的电能越大。对于短路转子例如笼型转子，转差率很小，转速变化被限制（如1%）。在受限的转速范围内，可以使用线性特性来表示发电机转矩和转差率之间的关系，这符合阻尼器特性。笼型转子感应发电机转速变化较小的特性使得该电机适合于风力机应用。

风电应用中感应发电机的极对数 pp 通常为2或3，产生的同步转速为1500 r/min或1000r/min。由于感应发电机的效率随着极对数 pp 的增加而减小，因此很少使用更多的极对数。通常需要齿轮箱将发电机的转速降低到风力机风轮的转速。

感应发电机和同步发电机都有多个种类，本节以下部分将进行介绍［Li 和 Chen，2008］。

7.4.1　笼型转子感应发电机

在很长一段时间内，笼型感应发电机（SCIG）都是风力机中最常使用的发电机。传动链中通常需要一个三级齿轮箱。发电机可以直接与电网连接，这是丹麦风力机制造商在20世纪80年代和90年代使用的常规概念，也即上风向、失速调节、使用SCIG的三叶片风力机，有时被称为“丹麦概念”。虽然失速控制方法通常与定速SCIG结合使用，但是也可以应用主动失速控制或变桨距控制。更多关于此系统的细节将在后面章节中介绍。

7.4.2　绕线转子感应发电机

绕线转子感应发电机（WRIG）定子的构造与SCIG一样，但转子不再是笼型的；而是装备了三相绕组。在风力发电应用中，WRIG的转子可以与电阻连接，消耗一些功率的同时，可改变转差率和发电机转速，或者与电力电子系统连接，在电机与交流电网之间交换功率。后者也称为双馈感应发电机（DFIG），即WRIG的定子和转子都可以向交流系统传送功率。

1. 带转子电阻控制的绕线转子感应发电机

感应发电机带和不带外部转子电阻的转矩特性如图7-10所示。可见，对于同样的转矩，转子绕组的电阻越大，则转差率越大。因此，改变转差率的一种方法就是改变转子电阻。此概念的基本思想是借助电力电子变流器的外部可变转子电阻，来控制转子电阻。可以选择合适的转矩-转速特性来获得某运行点处期望的转速。对于发电机运行，仅转速高于同步转速是可能的，并且转子功率不反馈至电网。这

基本上是一种单馈感应发电机，具有与 SCIG 相似的特性。变速运行可以通过控制从 WRIG 转子中提取的能量来获得；然而，此功率必须消耗于转子电阻中。随着变速范围的增大，更高的转差率意味着转子消耗的功率更大，发电机的效率更低，所以电阻等级也要更大。因此，动态速度控制范围取决于可变转子电阻的阻值。典型的受限转速范围低于同步转速以上的10%。常规连接通常由电刷和集电环来实现，这引入了部件，并提高了维护要求，与笼型感应发电机的简单技术设计相比，这是一个缺点，但是其更大的变速范围是一个优势。

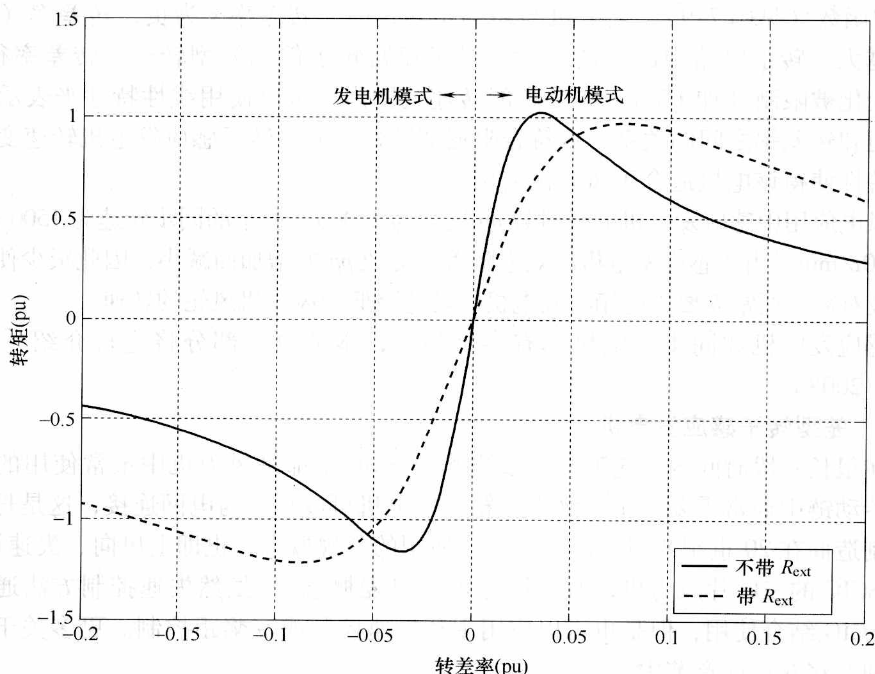


图 7-10 带和不带外部转子电阻的异步（感应）发电机转矩特性

2. 带电力电子变流器的绕线转子感应发电机

发电机转子中能量耗散的另一种选择是在转子和电网之间交换能量。DFIG 的定子与电网直接连接，而发电机转子通过集电环由电子变流器与电网连接，也即双馈感应发电机。功率变流器控制转子有功功率的流动，继而控制转子转速。此概念支持宽转速范围运行，并取决于变流器的容量。变流器额定功率的选择是成本和期望转速范围之间的折中。发电机可以在超同步转速（$s<0$）和亚同步转速（$s>0$）下均作为发电机运行。

7.4.3 同步发电机

如前面讨论的，同步发电机不能直接与电网连接，除非应用一个齿数比可变的齿轮系统。因此，风力发电应用中，大多数商用同步发电机使用全功率电力电子变

流器。与使用部分功率变流器的变速概念下相比，全功率变流器能够在整个转速范围内都实现与电网的平滑连接，但是所有发出的电能都必须通过功率变流器。结果是使其具有更高的成本，电力电子设备中的功率损耗更大，并需要加强冷却。

与 SCIG 和 WRIG 类似，同步发电机的定子磁路一般由装备了统一槽的叠层结构制成，统一槽用来固定定子绕组。对于转子励磁，有两种主要的可能：一类是转子绕组由独立电路的直流电流供电，通常称为电励磁同步发电机（EESG）；另一类是转子上嵌有永磁体（PM），称为永磁同步发电机（PMSG）。

7.4.4 多极同步电机

齿轮驱动和直驱型风力机之间最重要的差别在于发电机的转子转速。直驱型发电机以低速旋转，因为发电机转子直接与风力机风轮轮毂连接。为了传输给定功率，更低的转速使产生更大的转矩成为可能。更大的转矩意味着发电机更大的尺寸。直驱型发电机（电励磁或者永磁发电机）需要更大的直径，用来实现具有合理间距的大量磁极分布。而且对于更大型的直驱型发电机，考虑电流负荷和气隙磁通密度的限制，其转矩密度不能进一步显著增加。为了提高效率、减轻活动部分的重量，并保持绕组目标损耗较小，直驱型发电机通常设计为具有大的直径和小的极距。但是对于电励磁电机，极距必须足够大，以便为励磁绕组和极靴安排空间。因此，更多数量的组件和绕组可能使其成为一种笨重和昂贵的解决方案。

直驱型风力机的优势在于通过省去齿轮箱而产生的简化的传动链结构、高的整体效率以及高可靠性和可用性。由于使用了同步发电机和全功率变流器，这类电机可以提供良好的故障穿越能力，但是具有很大直径的电机可能会造成运输和安装问题。

7.4.5 电励磁同步发电机

EESG 的构造通常使用带有磁场系统的转子，来提供直流励磁。与感应电机很相似，定子带有三相绕组。转子可以是凸极或隐极结构。在低速电机中，凸极更常见，也是直驱型风力机应用中最实用的形式。

由于励磁电流可控，例如具有直流供电、集电环和电刷或者应用旋转整流器的无刷励磁机，EESG 可以在不同功率范围内控制磁通实现最小损耗，但是磁场损耗不可避免。而且，它不需要使用永磁体，而永磁体在恶劣气候条件下可能遭受性能失效。

7.4.6 永磁同步发电机

在三相正弦永磁电机中，定子绕组与绕线励磁同步电机一样，但是转子由永磁体代替，可以代替励磁绕组提供励磁。具有高能量密度的稀土永磁材料的使用，降低了发电机与铜绕组相关的重量，消除了与绝缘老化相关的问题，并减小了电损耗；但是，发电机的冷却需要进行适当的设计，以防止稀土永磁材料磁场强度的永久性退化。

PMSG 近来已经被制造以获取更低的 kg/kW（与绕线励磁同步电机比较，大约

有2:1的重量优势）[Badrzadeh等（2009）]。这些电机可以制造成具有多个极数，以得到更低的转速，从而省去齿轮箱。

由于转子损耗已显著去除，永磁电机需要的冷却较少，这就允许永磁电机能够构造比同等的感应或者绕线励磁同步电机更小的机座。这些优势的取得是以失去励磁电压/电流控制为代价的，但是使用电力电子变流器时问题可以得到缓解，可以提供电机的电压控制。低速永磁电机比使用齿轮箱的高速发电机更贵，但是具有更高的效率、更好的可靠性以及更少的维护需求。

对于直驱型风力机，PMSG变得更有吸引力。与电励磁电机比较，永磁电机具有一些经济和技术方面的优势，如下：

1）更高的效率和能量产出；

2）没有附加励磁电源；

3）由于没有磁场损耗，效率和热特性改善；

4）由于没有集电环，具有更高的可靠性；

5）由于使用高能永磁体代替了绕线铁材料，具有更高的转矩密度，并改善了动态性能。

但是，永磁电机也有一些劣势，如下：

1）永磁材料的高成本；

2）制造工艺难度大；

3）高温下永磁体的失磁。

根据永磁体的位置，永磁电机分为内置式和表面式。在表面式永磁电机中，永磁体附着在转子表面，电机呈现隐极特性。在内置式永磁电机中，永磁体埋在转子内部，呈现凸极特性。

永磁电机不是标准的现成电机，其几何尺寸允许有很大的灵活性；可以应用各种拓扑。根据磁通分布方向，永磁电机的一般类型可以分为径向磁通、轴向磁通和横向磁通电机。这里简要描述这些电机的基本结构和特性。

1. 径向磁通永磁（RFPM）电机

径向磁通电机的永磁体是径向安装的。制造中，构造多极电机的最简单的方法是将永磁体黏附在转子表面。在RFPM电机中，电机长度和气隙直径可以独立选择。如果有必要，径向磁通电机可以制作为小直径、长电机结构。RFPM电机比EESG具有更好的转矩密度。齿槽表面贴装式永磁电机如图7-11所示。

2. 轴向磁通永磁（AFPM）电机

AFPM电机具有轴向磁通，而不是径向磁通。AFPM电机可以具有无齿槽或者齿槽表面贴装永磁体。相比于RFPM电机，AFPM电机的优势可以归结如下：

1）绕组简单；

2）低齿槽转矩和噪声（在无齿槽电机中）；

3）轴向长度短；

4）转矩/体积比更大。

但是，与 RFPM 电机相比，AFPM 电机的劣势如下：

1）转矩/重量比更低；

2）外部直径更大，永磁体多且结构上不稳定（在无齿槽电机中）；

3）直径较大时，保持气隙困难（在有齿槽电机中）；

4）定子铁心制作困难（在有齿槽电机中）。

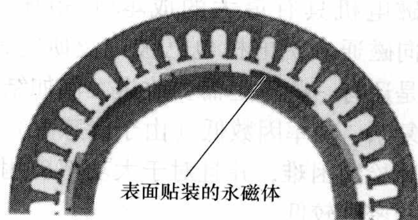


图 7-11　磁体表面贴装的 RFPM 电机基本结构

已经研究了具有表面贴装永磁体的 AFPM 电机的各种结构，包括无齿槽电机和有齿槽电机，以及定子和转子的不同组合，例如单定子双转子或者单转子双定子结构。

无齿槽单定子双转子电机，通常也指盘式电机，如图 7-12 所示［（Aydin 等（2001）；Spooner 和 Chalmers，（1992）］。两个转子盘由低碳钢制成，具有表面贴装永磁体，在电机气隙中产生轴向分布的磁场。电机定子由无齿槽环形绕线窄带铁心组成，带有使用集中线圈、具有环形结构的三相绕组。无齿槽、环形定子 AFPM 发电机有几个优势，例如重量轻、紧凑、短轴向长度，并适合与发动机集成。

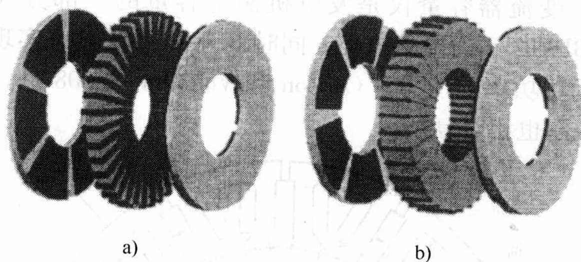


图 7-12　轴向磁通环状表面贴装永磁电机结构

a）无齿槽定子　b）有齿槽定子［Aydin 等（2001）；致谢 IEEE，©2001 IEEE］。

3. 横向磁通永磁（TFPM）电机

TFPM 电机的磁通路径垂直于旋转方向。TFPM 电机本质上是同步电机，功能与其他永磁同步发电机相似。有各种转子结构，例如具有单边表面磁体、单边聚磁、双边聚磁的转子。图 7-13 显示了表面贴装 TFPM 的结构［Huang 等，1997］。与 RFPM 或 AFPM 电机相比，TFPM 的一个主要不同在于其可以增加单个绕组的空间，而不必减少主磁通的可用空间，因此电机具有很低的铜耗。TFPM 电机也可以制作成具有很小的极距；但是，结构更加复杂。TFPM 电机功率因数较低，造成电力电子变流器必需的容量等级的增大。

在上述轴向磁通、径向磁通和横向磁通永磁电机结构中，径向磁通电机被广泛应

用于直驱型永磁发电机中。径向磁通永磁电机具有最大的成本/转矩比。横向磁通永磁电机也已被广泛研究，但是还有一些不足需要改进，例如结构复杂、功率因数低（由于漏感大）、故障检测困难，并且对于大功率应用转矩密度较低。

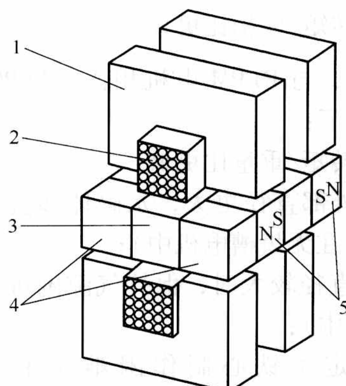


图 7-13 横向磁通环电流永磁（TFCCPM）电机［Huang 等（1997）；致谢 IEEE，©1997 IEEE］
1—定子软铁心 2—集电环绕组 3—转子光纤环 4—转子软铁心 5—永磁体

7.4.7 其他潜在的发电机类型

一种从双凸极永磁电机发展而来的新型定子内置永磁电机（SIPM）如图 7-14 所示，已经被研究用于风力发电［Zhang 等（2007）］。电机具有分离的定子磁极和整距绕组，采用了齿靴结构，永磁体插入定子磁极。与双凸极电机比较，这种结构可以提供更高的功率密度和更低的齿槽转矩脉动。

也调研了很多其他类型的风力发电机，例如直线感应发电机、开关磁阻发电机、爪极发电机和无刷双馈感应发电机（BDFIG）。BDFIG 需要两个定子绕组，分别具有不同的极数。感应发电机的输出直接与电网连接；第二个定子绕组通过电力电子变流器连接，变流器容量仅是发电机额定容量的一部分（见图 7-15）。与 DFIG 系统相比，BDFIG 不需要集电环，同时 BDFIG 系统具有实现变速运行及独立控制定子有功和无功功率的能力［Carlson 和 Voltolini（2008）］。但是，这种电机的结构、运行与控制也相对复杂。

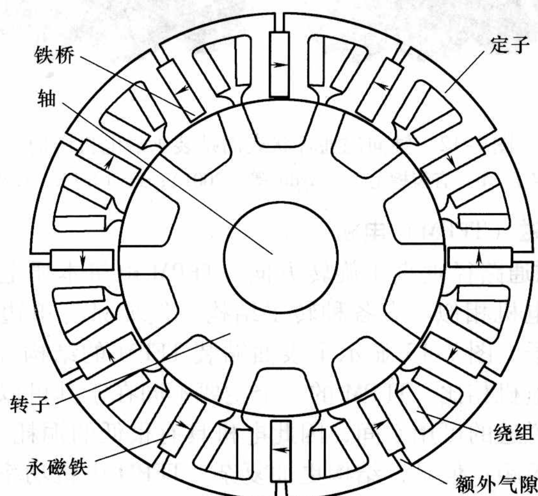


图 7-14 12/10 极 SIPM 发电机的横截面［Zhang 等（2007）］

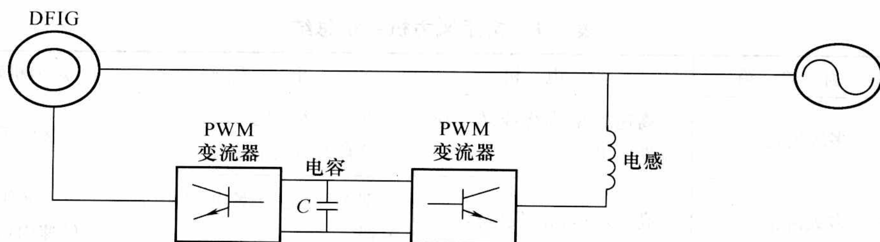


图 7-15　无刷双馈感应发电机（BDFIG）图示

1. 多相感应发电机

一个常规变速驱动具有一个三相电机和一个三相变流器。在多相电机驱动系统中，同一个定子中可能放置多于一套的三相绕组。例如，一个六相电机包括两套三相绕组，两套绕组在空间上移动 30°电角度，并连接至两个 VSC。该结构可以提供高转矩密度、改进故障穿越能力、降低转矩脉动、减少噪声和振动，并改善效率和可靠性［Singh（2002）；Zhao 和 Lipo（1996）］。与常规三相系统比较，多相系统中一相的缺失不再是问题。该结构已经应用在高转矩直接驱动的舰船推进电机上，可用的容量高达 20MW。这种结构可能会在风力发电系统中有其用武之地。

2. 高温超导（HTS）发电机

与铜绕线或永磁电机相比，HTS 电机的功率密度显著增加。使用 HTS 的不同类型旋转电机已经被提出，包括同步电机、同极电机和感应电机，而大多数大型 HTS 项目都是同步电机，在转子上带有 HTS 直流励磁绕组。

在同步电机励磁绕组中使用 HTS 导线，可以获得高达 100A/mm^2 的电流密度，而常规绕线励磁同步发电机只有大约 5A/mm^2。使用超导材料获得的高电流密度，使得生产很紧凑和密集型的旋转电机成为可能。由于在更大气隙中谐波磁场的衰减，HTS 电机比常规电机能够处理更大的谐波电流。HTS 电机的其他优势包括因为去除了转子损耗，从而提高了效率、降低了噪声和振动［Fogarty（2004）］。对于大型风力机中直驱型发电机，这是一种很有前景的技术；第二代涂层导体 HTS 导线具有满足风能价格和性能目标的潜力［Lewis 和 Müller（2007）］。

7.5　电能变换系统

风力机中齿轮箱、发电机、电力电子变流器的结构与拓扑及它们的集成决定了电能变换系统的特性与性能［Chen 等（2009）］。通常使用的系统在表 7-1 中列出，其中高速是指 1000r/min 或 1500r/min，中速是 100r/min 左右的范围，低速取决于风力机设计，通常低于 20r/min。本节中，将论述表 7-1 中列出的五类系统。

表 7-1 常用风力机系统总结

系统	齿轮箱	发电机	电力电子	风力机转速
1	多级齿轮	高速笼型或绕线转子感应发电机	直接接入电网 没有电力电子接口	接近定速
2	多级齿轮	高速双馈感应发电机	部分额定功率电力电子变流器	±30% 同步转速内可变
3	多级齿轮	高速笼型感应发电机或同步发电机	全功率电力电子变流器	全速范围可变
4	不带齿轮直接驱动	多极低速同步发电机	全功率电力电子变流器	全速范围可变
5	混合驱动 （1 或 2 级齿轮）	多极中速同步发电机	全功率电力电子变流器	全速范围可变

7.5.1 没有电力电子接口的多级齿轮感应发电机

感应发电机，包括笼型转子、绕线转子发电机和 DFIG，通常使用多级齿轮传动链。一个同步发电机系统（电励磁或者采用永磁体励磁）也可以使用多级齿轮箱，以减小发电机的体积，并提高发电机效率。本节将分别介绍直接接入电网的笼型感应发电机和 WRIG。

1. 多级齿轮笼型转子感应发电机

在早期的风力机系统中，广泛使用了将风力机直接接入电网的“丹麦概念”。该方案由一台 SCIG 组成，通过一个变压器直接与电网连接，并且以几乎恒定的转速运行。因为感应发电机的转速范围很小，该系统被称为“定速风力机”。其功率可通过失速控制、主动失速和变桨距控制进行空气动力学上的限制。定速系统的基本结构如图 7-16 所示。采用感应发电机的风力机的优势在于简单、可靠且造价便宜，并且不需要同步装置。其缺点在于：①风力机必须运行在几乎恒定的转速；②需要强大电网来保证风力机的稳定运行；③因为阵风会在传动链上引起转矩脉动，因此需要昂贵的机械结构来吸收高的机械应力。

在所有风速下以固定速度旋转对于空气动力学效率很不利，而且低风速时来自风轮叶片的噪声会是一个问题。此外，定速运行会在传动链上产生更高的载荷。此概念也可能会造成输送至电网的功率发生闪变。

将感应发电机直接接入电力系统可能产生很大的暂态浪涌电流，这会造成对电网的扰动以及风力机传动链上的转矩尖峰。这一暂态过程干扰了电网，并限制了电网可接受的风力机数量。感应发电机的高起动电流通常采用晶闸管软起动器来限制。基于晶闸管技术，电流限制器或者软起动器通常可将浪涌电流的有效值限制在发电机额定电流的两倍以内。软起动器具有有限的热容量，当并网完成后通过接触器短路，由接触器承载全部的负载电流。此外，为了减小对电网的影响，软起动器

也可以有效抑制与尖峰电流相关的转矩尖峰，从而减小齿轮箱上的载荷。

SCIG 总是从电网吸收无功功率，因此将电容器与发电机并联进行无功功率补偿。然而，当电机脱网后，电容器组可能会造成自励磁。在这种情况下，终端电压或无功功率不能被直接控制，并且感应发电机可能会遇到电压不稳定问题，这是大型风力发电穿透功率应关注的问题。

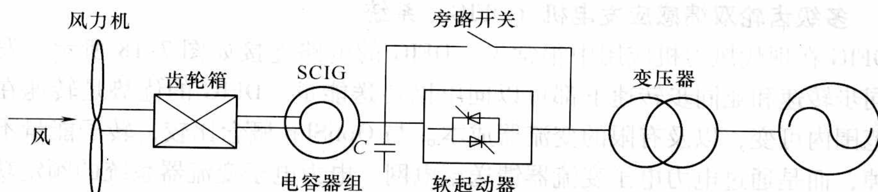


图 7-16 基于笼型感应发电机且采用电力电子软起动器的定速风力机

改变发电机的极对数能够提供一些改进，也可认为是切换至另一台发电机。实际中，通常应用于在单发电机中，通过改变定子绕组的连接：在低风速时，发电机运行在更高的极对数（例如 $pp=3$）下，但是容量有限。在较高风速时，切换至低极对数（例如 $pp=2$）下运行，随后是更高的转速。在低风速时，运行在较低转速能够产生更高的空气动力学效率并减小噪声排放。

2. 多级齿轮绕线转子感应发电机

图 7-17 显示了具有转子电阻控制（动态转差率控制）的绕线转子感应发电机。在该方案中，转子绕组通过集电环和电刷与外部可变电阻连接。电路中的等效电阻可以通过电控系统调节，从而可以影响发电机转差率，并改变转子转速。发电机可以具有同步转速以上 10% 的转速变化；然而，因为集电环的存在，系统比较脆弱，需要足够的维护。在电力系统暂态过程中，也可以如此控制转子电阻，以帮助风力机实现故障穿越 [Chen 等 (2007)]。

通过在转子上固定电阻和相关的电控系统 (Vestas OptiSlip)，可以去除集电环、电刷和相关维护。改变转差率的要求通过使用光纤通信传输至转子。

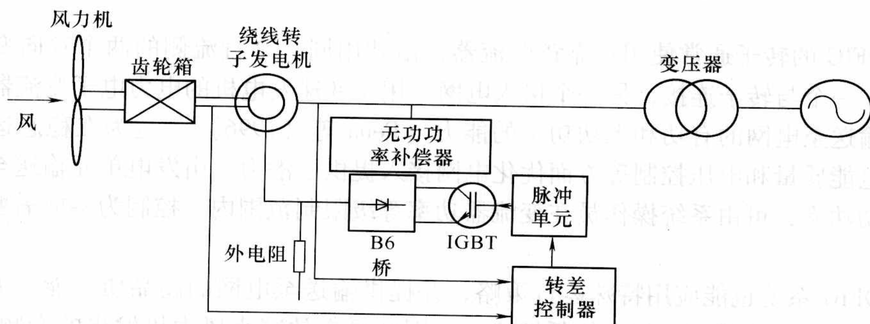


图 7-17 采用转子电阻变换器的绕线转子感应发电机

笼型感应发电机和转子电阻可控的 WRIG 都需要软起动器，并且它们需要运行在超同步转速时才能发电。它们都吸收无功功率，需要由电网或者已安装的补偿装置（例如电容器组或附加的电力电子装置）提供。现代兆瓦级风力机具有晶闸管投切电容器，允许更加动态地补偿。静态无功补偿器（SVC）或类似技术有必要用来提高风电场的动态响应能力。

7.5.2　多级齿轮双馈感应发电机（DFIG）系统

DFIG 在现代风力机应用中很常见。DFIG 的电路连接如图 7-18 所示。发电机在超同步转速和亚同步转速下都可以向电网传送能量。DFIG 的优势是转速在足够宽的范围内可变，以及有限的变流器成本。与 OptiSlip 概念比较，转子能量不是被耗散掉，而是通过电力电子变流器馈送至电网。电力电子变流器系统的额定功率可以低于风力机的额定功率。通常，变流器的额定功率约为风力机功率的 30%，使得转子转速的变化范围约为同步转速的 ±30%。转差率随着流过电力电子电路的功率而变化。通过控制变流器的有功功率，可以改变发电机的转速，从而改变风力机风轮的转速。

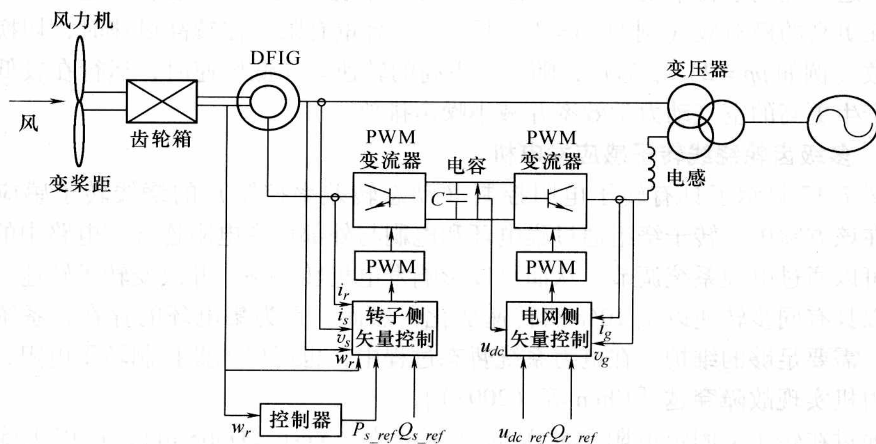


图 7-18　采用双馈感应发电机（DFIG）的风力机拓扑

DFIG 的转子通常使用背靠背变流器，由共用同一个直流侧的两个双向变流器组成，一个与转子连接，另一个接入电网。用于变速发电机的电力电子变流器具有控制输送至电网的有功和无功功率的能力［Pena 等（1996）］。这为在稳态运行条件、电能质量和电压控制等方面优化电网接入提供了潜力。由发电单元输送至电网的无功功率，可由系统操作员在变流器功率等级限制范围内，控制为零或需要的某一值。

DFIG 系统也能应用特殊运行策略，并提供输送至电网的高品质电能。因为当风速变低时，系统可运行在较低转速下，因此可有效减小风力机发出的音频噪声。DFIG 方案既不需要软起动器，也不需要无功功率补偿器。Vestas 公司的 V90 DFIG

风力机如图 7-1 所示。

DFIG 系统的缺点如下：

1）因为 DFIG 的转速范围与普通兆瓦级风力机的 10 ~ 25r/min 转速相差较远，因此传动链中需要一个多级齿轮箱。而齿轮箱不可避免会关联一些缺陷，例如摩擦散热、定期维护和噪声。

2）通过功率变流器控制转子功率，需要旋转系统和静止系统之间的电气连接；通过电刷（在静止系统上）按压集电环（在旋转系统上）可以给出这一连接。这些需要定期维护，是电机失效的一种潜在原因，并且增大了电气损耗。

3）在电网电压跌落情况下，定子和转子电流会在短时间（约 100ms）内急剧增大。高的定子电流可能会在传动链上造成大的转矩载荷。转子上的绝缘绕组可能要承受应力，从而缩略发电机寿命。

4）DFIG 的故障穿越和故障后恢复需要复杂的控制策略。

7.5.3 多级齿轮高速发电机和全功率电力电子系统

笼型转子感应发电机和同步发电机可通过全功率电力电子变流器接入电力系统，如图 7-19 所示。在发电机和电网之间具有全功率变流器的风力机具有更多的技术性能。虽然在同步发电机中，二极管整流器加 Boost（升压）电路也可以用作发电机侧变流器，但是通常使用一个背靠背 VSC 系统来获取有功和无功功率的完全控制［Chen 和 Spooner，1998］。在此概念中，运行转速可以从零变化至最大转速极限。发电机可以运行在较宽的可变频率范围内，以获取最优运行。

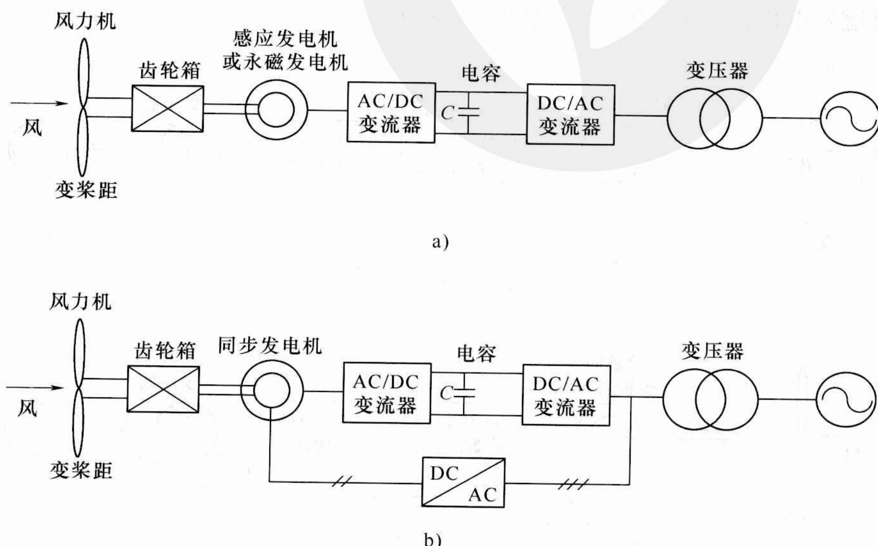


图 7-19 采用高速发电机和全功率变流器的风力机系统

a）永磁同步和感应发电机 b）电励磁同步发电机

在该结构中，风力机系统的并网性能很大程度上由电力电子装置及控制决定；因为发电机通过电力电子接口与电网解耦，因此从电网的视角看，使用不同发电机类型的系统具有几乎一样的特性。电力电子变流器使得系统能够很快地控制有功和无功功率。然而，其负面是具有更复杂的系统、更多敏感的电子元器件。而且因为全部功率都需要流经电力电子变流器，变流器的损耗更高。

与定速系统比较，该概念中的SCIG在全部风速下均可变速运行，具有更为灵活的控制、更好的无功功率补偿性能和平滑的电网接入。然而，其缺点在于高成本和全功率变流器的损耗。

与多级齿轮DFIG系统比较，多级齿轮永磁同步发电机是无刷发电机，由于是全功率变流器，因而具有更好的效率和电网故障穿越能力，但是变流器更大且更加昂贵。

7.5.4 直驱低速同步发电机和全功率电力电子系统

历史上，齿轮箱对于风力机是个问题。气动载荷的波动很难准确预测，因此通常使用高的安全系数。因为转矩这一关键成本因素，对于风轮直径的给定增大，要比功率增加得更快，因此大型风力机齿轮箱每千瓦的成本要比小型风力机更加昂贵。风轮转矩趋向于比功率增加得更快，仅随直径的二次方增大。这是因为大型风力机风轮运行在低转速（用来限制声学噪声）。

直驱型方法可以简化传动链和机舱系统，提高可靠性和效率，并避免了昂贵的齿轮箱及其相关问题。不带齿轮的同步发电机多极系统如图7-20所示，图7-20a针对永磁发电机，图7-20b针对电励磁发电机。

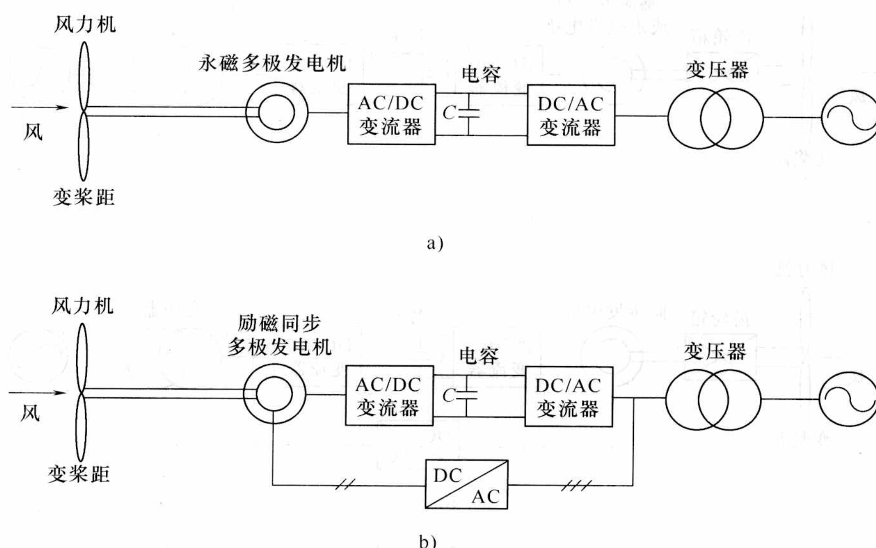


图7-20　使用直驱型发电机的风力机系统

a）永磁同步多极发电机　b）励磁同步多极发电机

如上述所讨论，全功率电力电子系统决定了系统的并网性能，同时简化的传动链可以去除齿轮箱的成本和维护需求，但是同步发电机需要的直径随转矩密度而增大。

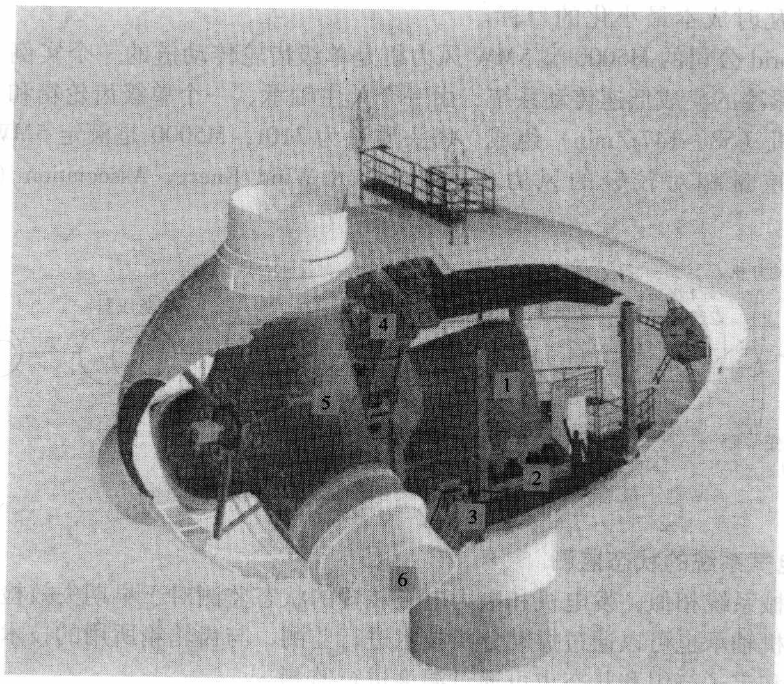


图 7-21　Enercon 公司 E-112 直驱型风力机（致谢 Enercon 公司）

1—主轴承　2—偏航电动机　3—发电机定子　4—发电机转子　5—轮毂　6—风轮叶片

Enercon 公司生产了具有电励磁转子绕组的直驱型同步发电机；发电机尺寸很大，例如 Enercon 公司的 E-66/15.66 型 1.5MW 绕线转子直驱型风力机，发电机直径为 5.3m [Cotrell，(2002)]。Enercon 公司的 E-112 型风力机的功率容量为 4.5MW，塔头重量为 500t，发电机直径为 12m [de Vries，(2005)]。而大多数其他直驱型设计都是基于永磁发电机技术。Enercon E-112 的图解如图 7-21 所示。

7.5.5 混合齿轮传动中速同步发电机和全功率电力电子系统

由于低速运行，直驱型发电机直径大、重量重，并趋向于更加昂贵。随着额定功率等级的增加和风力机风轮转速的下降，这些直驱型系统正在变得更大且更加昂贵，带来运输和组装的更多困难。在具有三级齿轮箱的常规兆瓦级传动链和直驱型系统方案之间，一个混合系统可以具有一个一级或两级齿轮箱和一个中速发电机（见图 7-22）。目的是具有一个简单且更为可靠的齿轮箱，同时发电机尺寸不是很大，从而得到一个尺寸上平衡并且紧凑的传动链。在这种风力机概念中，发电机、齿轮箱、主轴和轴承可以全部集成在一个普通机座中。该普通发电机-齿轮箱机座通过管状底板结构支撑。此概念比直驱型概念

具有更低的发电机成本，比多级齿轮传动概念具有更低的齿轮箱成本以及更高的可用性和运行可靠性。一个总体最优系统设计可以通过最优设计获得［Li 等，(2009)］。目的是使得资金成本最小化，且可靠性最大化，用以实现风力发电每千瓦时成本最小化的目标。

Multibrid 公司的 M5000 型 5MW 风力机是单级齿轮传动链的一个实例。它具有一个高度紧凑的集成低速传动系统，由一个单主轴承、一个单级齿轮箱和一个中速永磁发电机（58～147r/min）组成。塔头质量为 310t，M5000 是额定 5MW 功率等级左右、重量相对较轻的风力机［European Wind Energy Association（EWEA）(2009)］。

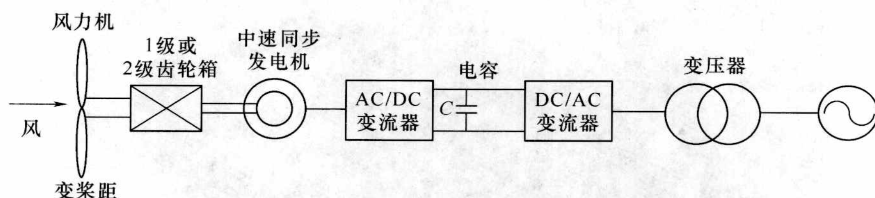


图 7-22　采用混合传动系统的风力机系统

7.5.6　电气系统的状态监测

与机械系统相似，发电机和电力电子装置的状态监测对于早期失效检测很有必要。发电机轴承也可以通过振动分析技术进行监测，与齿轮箱所用的技术相似。而且，转子和定子绕组和状态也可通过温度进行监测。

温度记录可以应用于电子和电气元器件的监测和故障识别。可以识别因元器件失效或故障或接触不良导致的热点。该技术可以用于发电机和电力电子装置等电气系统。而且电压、电流波形的测量和分析也可用于识别一些问题。

7.6　发电系统优化

多种优化方法可以用于优化发电机设计。在变速风力发电系统中使用一种改进的遗传算法（IGA）进行不同风力发电机的优化，它是由 Li 等（2008）发表的。其目标函数是发电机系统成本的最小化，包括发电机有效材料、发电机结构、齿轮箱、电力电子变流器和其他电气子系统的成本，并由下式给出：

$$C_w = C_{g_act} + C_{g_str} + C_{con} + C_{subsystem} + C_{gear} \tag{7-6}$$

式中，C_{g_act}是发电机有效材料成本，$C_{g_act} = c_{cu}G_{cu} + c_{Fe}G_{Fe} + c_m G_m$；$c_{cu}$、$c_{Fe}$和 c_m 分别是铜、活性铁和永磁体的单位成本；G_{cu}、G_{Fe}和 G_m 分别是铜、活性铁和永磁体的重量；C_{g_str}是发电机结构成本；C_{con}是电力电子变流器成本；$C_{subsystem}$是其他电气子系统的成本，包括变压器、电缆、开关设备等；C_{gear}是齿轮箱成本（如果有的话）。

为了使目标函数［见式（7-6）］最优化，考虑了六个发电机设计变量，包括气隙半径（r_s）、定子长度（L）、槽的高度（h_s）、极距（τ_p）、气隙磁通密度峰值（$\hat{B}_{g0}$）和定子轭磁通密度峰值（$\hat{B}_{ys}$）。

图 7-23 显示了优化过程的流程。首先，对于一个给定的额定功率和齿轮箱（如果存在），在一个特定范围内随机生成发电机六个变量的初始值。然后，根据发电机的 IGA 模型和分析模型，执行优化，以降低约束条件下的发电机系统成本。一旦获得了最好的设计，程序将更新功率等级并重复优化，直到在给定范围内的最优设计已经完成。而且，当齿数比作为一个优化变量时，也可以获得最具成本效益系统的最优齿数比。

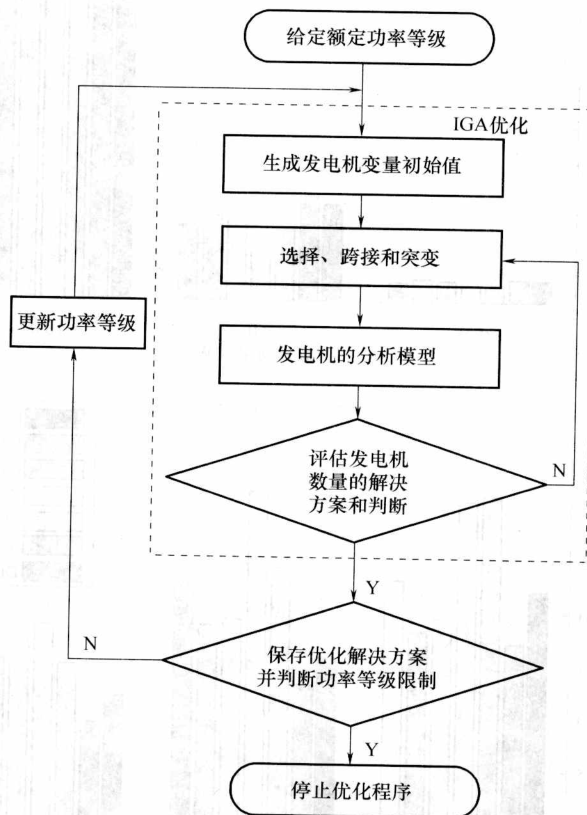


图 7-23　优化过程的流程

下面给出了一个比较设计研究的示例。考虑的发电机包括：

1）笼型感应发电机（SCIG）。

2）双馈感应发电机（DFIG）。

3）电励磁同步发电机（EESG）。

4）永磁同步发电机（PMSG）。

考虑了不同的传动链概念，例如直驱（DD）、单级齿轮（1G）和多级齿轮（3G）。

图7-24中总结了额定功率为0.75MW、3.0MW和10MW发电机系统成本和年

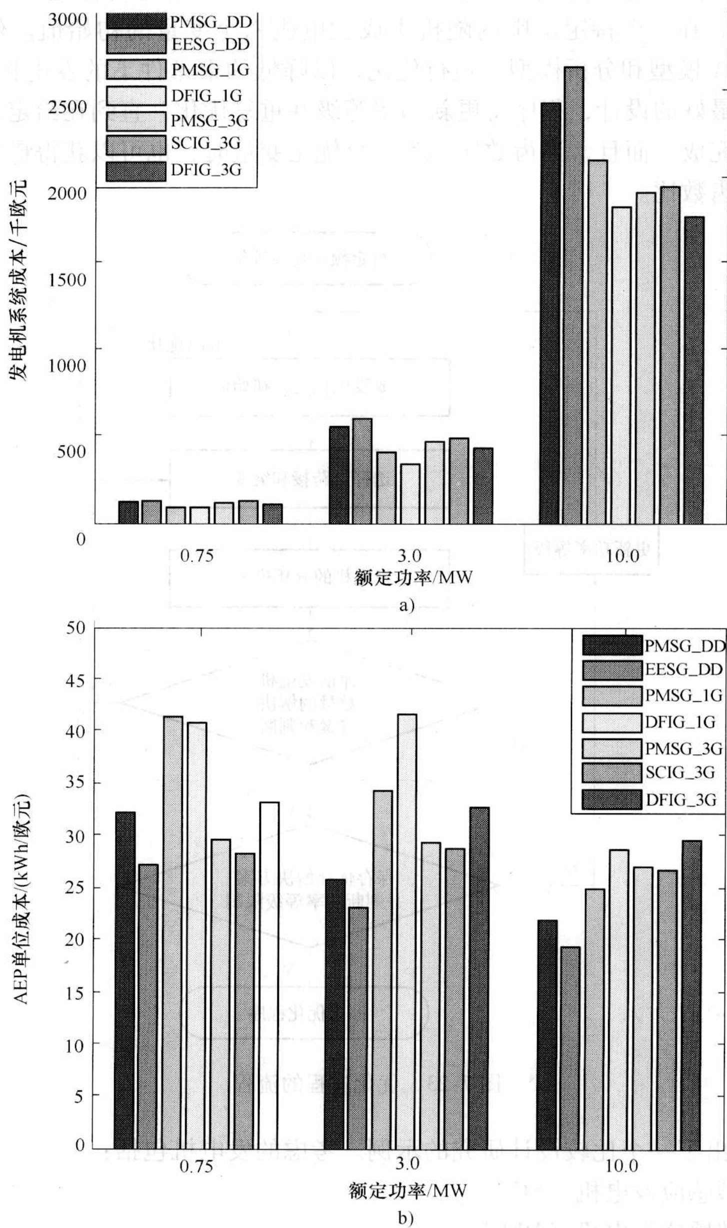


图7-24 七种风力发电机系统的对比

a）系统成本 b）AEP单位成本

发电量（AEP）单位成本的一些结果。可以看到，单级齿轮风力发电机系统在中小功率范围具有最低的成本；但是，当额定功率向10MW增大时，DFIG_3G系统可能是最便宜的，而直驱型发电机系统是最贵的。另一方面可以看到，单级齿轮风力发电机系统（DFIG_1G和PMSG_1G）在中小额定功率等级范围内具有的最大AEP单位成本，但是当额定功率向10MW增大时，DFIG_3G和DFIG_1G系统似乎是更有吸引力的方案。而且，也可以观察到EESG_DD系统对于每个额定功率等级都有最低的AEP单位成本。尽管优化只是个初步研究，很多因素被简化；但开发的流程和方法可以是指导。应该注意的是，选择系统类型的一个重要因素是并网性能，这是上述经济评估中没有考虑的。

7.7 结论和未来趋势

本章描述了现代风力机的传动链。介绍了各种风力机系统的概念，包括齿轮、发电机和电力电子装置。也介绍了电能变换系统优化上的一些工作。

不同传动链类型之间的重要区别与发电机类型有关。最简单的风力机是一个齿轮箱与一台感应发电机的组合，定子绕组直接与电网连接。对于WRIG，连续地改变发电机转差率、对应地改变转速，可以通过在一个可控转子电阻（动态转差率控制系统）中消耗转子能量或者通过转子与电网之间的部分额定变频器（DFIG系统）交换功率来实现。允许的速度变化，对于动态转差率控制系统，通常是在同步转速以上大约10%，对于DFIG，是同步转速附近±30%。后者在现代多兆瓦级风力机中非常普遍。转速的变化可以产生更高的气动效率，降低噪声和机械应力。异步发电机，包括笼型转子发电机、带有动态转差率控制的绕线转子发电机以及DFIG，通常设计的同步转速为1500r/min或者1000r/min（两对或三对极），因此需要多级齿轮箱。

齿轮箱可靠性是个主要问题，而且齿轮箱更换相当昂贵。具有全功率电力电子接口的直驱型系统没有齿轮箱，具有较好的潜力。电力电子也可以提高系统性能。

然而直驱型多兆瓦级风力机会导致大型、笨重的发电机。一种选择是混合驱动方法，具有一个或两个齿轮级和一台中速发电机，使发电机尺寸相当小，并且通过减少部件数量改善了可靠性。系统集成度也得到了提高：轴承、齿轮箱和永磁发电机可以直接装入主铸铁机座中，其中发电机轴承是齿轮箱装配的一部分。紧凑可以使敏感部件为了高可靠性而实施全封闭成为可能。系统优化可以产生具有成本效益的系统。

基本的齿轮箱拓扑也可以得到改善；例如，Clipper风力发电开发了一种系统，具有输出至4个永磁发电机的齿轮箱。该设计是一种具有多传动路径齿轮箱的紧凑型传动链，减小了单个传动路径的载荷，这可以使吊装和维护变得方便，并通过其

固有的冗余改善了可靠性。

随着风力机尺寸和装机容量的增大，状态监测与故障诊断吸引了更多关注。风力机的运行和维护成本构成了总成本的一部分，尤其对于海上风力机。降低成本的一种方式，特别是对于故障检修，是将状态监测应用于早期失效检测。劣化和早期故障可以在早期阶段，在它们引起更严重和损失大的失效前被监测和处理；随后的损坏可以更少，并带来更少的昂贵的维修、更短的停工期以及更低的收入损失。而且，完好的风力机可以继续运行，从而减少了断供期。

状态监测旨在识别风力机的完好状况，可以通过实施具有成本效益的维护来帮助改善运行效率，例如目前大多数工业中使用基于状态的维护代替典型的定期维护。但是，这需要花费时间来获得实际经验，因为部件劣化是个缓慢的过程。

风力机中的功率损耗，尤其是在低发电期，会较大；降低功率损耗对于提高容量因子具有重要影响。可以通过使用新型电力电子器件、电路与控制、永磁发电机以及针对特定站点匹配风力机，来实现改善。发电系统的模块化版本也可以帮助增大低风速期间的生产力。

其他一些有趣的系统也在开发中，例如包括闭环液压传动系统的风力机，其中风力机的风轮直接与低速高扭矩液压马达连接，其压力可逆，可作为一个泵，15～20r/min 的数字液压泵，其产生足够的高压液体给液压连接的液压数字马达提供动力，驱动运行在 1500r/min 的发电机。这种持续可变的传输允许风力机风轮运行在其最优转速上，以实现最大风能捕获，也就是说，同步发电机可以以标准恒定高速运行。传动链可以紧凑地放置在风力机塔架的机舱内 [Cunningham (2009)]。

另一个流体系统开发是 Voith 传动系统。在此概念中，一个与流体力学控制的齿轮箱直接连接的同步发电机，直接接入交流电网，没有应用任何电力电子变流器 [Müller 等 (2006)]。风力机的变速运行通过具有连续可控与可变齿数比的齿轮箱以机械方式获得。Voith WinDrive 系统使用一个流体力学扭矩变换器提供各轴之间的变速关联。WinDrive 本质上是变速运行的一种机械解决方案，基于与行星齿轮系统相结合的扭矩变换器。流体机使输入与输出轴解耦，吸收了输入扭矩尖峰，并提供阻尼。在齿轮系统中增加的机械复杂性和成本可以通过电力变流器成本、质量和损耗的减少来补偿。

大多数下一代风力机预计将被应用在大型风电场中，也可能位于海上。未来可以期待 7MW 与 10MW 范围内更大功率的风力机。未来电厂可以支持电网，通过传送不仅是故障穿越能力，频率、电压与无功控制，也将为电网支撑一部分电力调度能力。风电厂将变成有功电厂，而不仅是简单的能量源。可以设计风电厂来执行常规电厂的一些传统职责，并将交易一些捕获的能量用于电网配套服务。支付该交易将需要更低的资本成本和高可靠的系统。

电力电子技术已经在提高系统性能方面起到了重要作用。现代电力半导体开关，包括压接式 IGBT（PPI）或 IGBT IPM（智能功率模块），IGCT 或 SGCT，已经应用在电力电子变流器（例如多电平变流器、NPC 变流器）中。新型碳化硅（SiC）器件可以允许运行在更高的温度和更高的频率，同时提高了可靠性，并降低了成本。新型电路拓扑将被开发出来，以提供更好的电能质量控制，使更高的电压可被使用，并增大总的系统效率。中压电气系统可以用于优化多兆瓦级风力机，以降低风力机电气部件的成本、重量和体积，同时减小电气损耗。

PMSG，包括使用永磁体的新型发电机、HTS 发电机、多相感应发电机，具有应用于大型风力机的良好潜力。而且高压电机也会被开发出来用于风力发电机，以去除升压变压器。

总的来说，以下可能的更深入的研究与开发将有潜力应用在风力机传动链功率传输系统（齿轮箱、发电机和电力电子）中：

1）更少的齿轮级或者直驱型系统；
2）分布式齿轮箱拓扑；
3）新型传动链概念（可变齿数比系统，磁性齿轮）；
4）永磁发电机；
5）中/低速发电机及新型发电机（HTS 发电机等）；
6）中压设备；
7）新型半导体器件；
8）电力电子系统的新型控制方法；
9）系统监测与故障预测方法。

7.8 参考文献

Amirat, Y, Benbouzid, M EH, Al-Ahmar, E, Bensaker, B and Turri, S (2009), ‘A brief status on condition monitoring and fault diagnosis in wind energy conversion systems’, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, 2629–36.

Aydin, M, Huang, S and Lipo, T A (2001), ‘Design and 3D electromagnetic field analysis of non-slotted and slotted TORUS type axial flux surface mounted permanent magnet disc machines’, *IEEE International Electric Machines and Drives Conference*, IEMDC 2001, Boston, pp. 645–51.

Badrzadeh, B, Smith, K S and Wilson, R C (2009), ‘Alternatives for high-power electronic converters, switching devices and electric machines for very large wind farms: a technological and market assessment’, *EWEC2009 Proceedings*, 17 March 2009, Transmission and Distribution Division, Mott MacDonald Ltd, Glasgow, UK.

Carlson, R and Voltolini, H (2008), ‘Grid synchronization of brushless doubly fed asynchronous generators in wind power systems’, *IEEE, 7 encuentro de Energía, Potencia, Instrumentación y Medidas*, 16 y 17 de Octubre del 2008, Montevideo-Uruguay, PAG. 194.

Chen, Z, Guerrero, M J and Blaabjerg, F (2009), ‘A review of the state-of-the-art of

power electronics for wind turbines', *IEEE Transactions on Power Electronics*, 24(8), 1859–75.

Chen, Z, Hu, Y and Blaabjerg, F (2007), 'Stability improvement of induction generator-based wind turbine systems', *IET Proceedings on Renewable Power Generation*, 1(1), 81–93.

Chen, Z and Spooner, E (1998), 'Grid interface options for variable-speed, permanent-magnet generators', *IEE Proceedings on Electric Power Applications*, 145(4), 273–83.

Cotrell, J (2002), 'A preliminary evaluation of a multiple-generator drive train configuration for wind turbines', *Symposium of the 21st American Society of Mechanical Engineers (ASME) Wind Energy*, Reno, Nevada.

Cunningham, J (2009), *Hydraulic gearless transmissions for large wind turbines*. Available from: http://www.eurekamagazine.co.uk/article/20433/Hydraulic-gearless-transmissions-for-large-wind-turbines.aspx (accessed January 2010).

de Vries, E (2005), *Thinking bigger*. Available from: www.ewea.org

Eichler, M, Maibach, P and Faulstich, A (2008), 'Full size voltage converters for 5MW offshore wind power generators', *EWEC2008 Proceedings*, ABB Switzerland Ltd., Turgi, Switzerland.

European Wind Energy Association (EWEA) (2009), *Wind energy: the facts*. Available from: *http://www.ewea.org/index.php?id=91* (accessed January 2010).

Fogarty, J M (2004), 'Development of a 100 MVA high temperature superconducting generator', *IEEE Power Engineering Society General Meeting*, 6–10 June 2004, Denver, CO, Vol. 2: 2065–67.

Hameed, Z, Hong, Y S, Cho, Y M, Ahn, S H and Song, C K (2009), 'Condition monitoring and fault detection of wind turbines and related algorithms: a review', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, 1–39.

Harrison, R, Hau, E and Snel, H (2000), *Large wind turbines*, John Wiley and Sons, Chichester.

Hau, E (2000), *Wind turbines*, Springer Verlag, New York.

Heege, P, Prats, J, Betran, L, Bastard, R, Santos, R and Castell, S D (2007), 'Impact of wind turbine drive train concepts on dynamic gearbox loads', *EWEC 2007*, 7–10 May, Milan, Italy.

Huang, S, Luo, J and Lipo, T A (1997), 'Analysis and evaluation of the transverse flux circumferential current machine', *IEEE Industry Application Society Annual Meeting*, New Orleans, Louisiana.

Lewis, C and Müller, J (2007), 'A direct drive wind turbine HTS generator', *IEEE Power Engineering Society General meeting*, 24–28 June 2007, Tampa, FL, 1–8.

Li, H and Chen, Z (2008), 'Overview of generator topologies for wind turbines', *IET Proceedings on Renewable Power Generation*, 2(2), 123–38.

Li, H, Chen, Z and Polinder, H (2008), *Numerical Evaluation of Various Variable Speed Wind Generator Systems*, UPWIND Project Research Report No D 1B2.b.3.

Li, H, Chen, Z and Polinder, H (2009), 'Optimization of multibrid permanent magnet wind generator systems', *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 24(1), 82–92.

Müller, H, Pöller, M, Basteck, A, Tilscher, M and Pfister, J (2006), 'Grid compatibility of variable speed wind turbines with directly coupled synchronous generator and hydro-dynamically controlled gearbox', *Sixth International Workshop on Large-Scale Integration of Wind Power and Transmission Networks for Offshore Wind Farms*, 26–28 October 2006, Delft, NL.

Peeters, J L M, Vandepitte, D and Sas, P (2006), 'Analysis of internal drive train dynamics in a wind turbine', *Wind Energy*, 9, 141–61. Available from: *www.interscience.wiley.com*

Pena, R, Clare, J C and Asher, G M (1996), 'Doubly fed induction generator using back-to-

back PWM converters and its application to variable speed wind-energy generation', *IEE Proceedings on Electric Power Applications*, 143(3), 231–41.

Singh, G K (2002), 'Multi-phase induction machine drive research – a survey', *Electric Power Systems Research*, 61, 139–47.

Spooner, E and Chalmers, B J (1992), '"TORUS": a slotless, toroidal-stator, permanent-magnet generator' *Electric Power Applications, IEE Proceedings B*, 139(6), 497–506.

Todorov, M, Dobrev, I and Massouh, F (2009), 'Analysis of torsional oscillation of the drive train in horizontal-axis wind turbine', *8th International Symposium on Advanced Electromechanical Motion Systems & Electric Drives, Joint Symposium*, Electromotion 2009, 1–3 July, Lille, France.

Zaher, A, McArthur, S D J, Infield, D G and Patel, Y (2009), 'Online wind turbine fault detection through automated SCADA data analysis', *Wind Energy*, 12, 574–93.

Zhang, J, Chen, Z and Cheng, M (2007), 'Design and comparison of a novel stator interior permanent magnet generator for direct-drive wind turbines', *IET Proceedings on Renewable Power Generation*, 1(4), 203–10.

Zhao, Y and Lipo, T A (1996), 'Modeling and control of a multi-phase induction machine with structural unbalance', *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 11(3), 570–7.

第8章　风力机控制系统与技术

T. VAN ENGELEN 和 S. KANEV，荷兰能源研究中心（ECN），荷兰

摘要：本章从讨论现代风力机的传感器/驱动器装置开始。然后给出了额定风速以下和以上条件下以及这两个区域之间暂态过程下，风轮转速和功率控制常规控制环的详细介绍。

然后论述了降低疲劳载荷的先进控制选项，例如传动链阻尼、塔架前后和侧面阻尼以及叶片载荷降低。

关键词：风力机控制，降低疲劳载荷，传感器，驱动器

8.1　引言

大多数现代风力机具有三叶片的风轮，可以变速运行，能够通过调节叶片设定角度来减少捕获的气动功率：所谓的变桨距变速（PRVS）风力机类型。PRVS 风力机类型通常装备了电气系统，使得发电机转矩可以在宽的转速范围内能达到任一期望值。在部分载荷条件下，PRVS 风力机可使风轮转速适应风速，以获得最大发电量。在满载条件下，通过发电机转矩使发电量保持为额定值。风轮叶片设定角度的调节（叶片变桨距）能够应对更低风速的波动。与定速风力机比较，发电机转矩和叶片变桨距的适当结合，使得平面内和平面外的载荷变化降低，同时可能运行在任一风速和功率值下。更多通过动态影响风轮气动特性降低载荷的精确方法正在经历快速的开发。

风力机控制经受考验的技术包括桨距驱动伺服单元和发电机转矩设定。用于转速、桨距角、发电机功率和塔架加速度的测量设备也很常用。现在测量至控制信号之间的映射是基于嵌入式处理器或可编程序控制器（PLC），通过高级编程语言［如 C 语言或者结构化文本语言（ST）］获得。基于提及测量和驱动设备的反馈环能够实现满足基本控制要求的生产运行。近期的开发集中于在基础控制器上加额外控制来降低载荷。这些组成了附加的驱动选项，例如独立叶片变桨距、可变几何边缘、合成射流等，以及叶片载荷或运动的直接检测，甚至是瞬时入流条件。

常规风力机控制包括功率输出的调节和风轮转速的控制。额定风速以上条件下，发电机功率应尽可能接近额定值。额定风速以下时，风轮转速应“跟踪”风速，以获得最大能量输出。这类控制通常根据所谓的转矩/转速曲线进行发电机控

制，通过转速比例-积分（PI）反馈进行桨距角控制。后者仅在额定风速以上及任何剧烈阵风时起动；它包括所有叶片桨距角的同步调节（统一变桨距控制），也可以通过比例-微分（PD）反馈实现变桨距速度控制。在额定风速以下的某些转速，起动叶片变桨距是值得的，可以正好获得额定风速附近气动推力所谓的“调峰”效果。这使得尖峰推力显著降低，而仅以很小的能量损失为代价。要避免过度振动，因此低通和带阻滤波器被用来避免变桨距驱动器中不期望的湍流效应反馈的通过和结构动力学中不必要的激励。一个超前滞后滤波器被用来补偿尾流的动态特性。此外，可以通过估计风速的前馈控制实现对于阵风更快的响应。对于基本控制的设计，一个稍微简单的风力机模型就足够，包括简单的风轮空气动力学以及塔架和传动链一阶变形模式的结构自由度。

先进控制的目标是获得结构载荷的显著降低。塔架底部载荷可以在第一个前后和侧面变形模式频率处及其附近被降低。驱动器信号分别是统一变桨距角和发电机转矩。为了避免不同控制环之间的干扰，选择适当的带通滤波器很重要。当存在齿轮箱时，传动链中的振动通常通过发电机转速的带通反馈衰减至发电机转矩设定值。尽管在全范围独立叶片变桨距情况下驱动器的载荷很高，叶片载荷在旋转频率处及其附近（一倍频）的缓解也是一个可行的选项。然而，存在商业应用的实例。适当的测量信号包括叶根弯矩、叶尖运动、风轮轴弯矩或机舱上的偏航和倾斜力矩。现在这种先进控制环的设计和稳定性分析需要更为精细的气动-伺服-弹性模型，包括至少三个风轮在一阶自然挥舞频率处及其附近的变形模式，以及塔架和传动链的一阶变形模式。

8.2 仪器

本章所讨论的控制环需要传感器用来测量发电机轴的转速、塔架运动和叶根弯矩，需要驱动器用来调节叶片桨距角和发电机转矩。本节将讨论这些装置。

8.2.1 传感器

本节讨论用于测量发电机轴转速、塔架运动和叶根弯矩的传感器。

1. 转速测量

转速测量既用于功率调节，也用于一阶传动链模式的主动阻尼。通常的做法是在发电机轴上安装旋转编码器来测量转速。编码器是一个数字装置，由固定部分和旋转部分组成。旋转部分装备了大量等距离标记（通常是 2 的次方），并被安装在发电机轴上，其典型转速范围是 750 ~ 1500r/min。固定部分通常包括三个“脉冲工厂（pulse factories）”，轴每旋转一周产生 N 个脉冲，通过对应单个脉冲检测参考位置。则发电机轴的位置可以通过 $2\pi/N$ 的分解测得。

2. 塔顶运动测量

塔架前后和侧向运动通常使用加速度计测量，加速度计能够输出两个方向上的线性加速度。其基本原理包括以与对象自身（塔顶的情况下）同样的速度，测量加速一个小的测量质量所需要的力。存在不同的方法可以测量这一所需的力[Klaasen（1986）]，这将在以下内容中讨论。

机械变送器包括一个用于实现测量质量（m）和测量装置框架之间置换的弹簧。这一相对置换使用应变计或差动变压器来测量，并通过弹簧刚度（s）转换为力。差动变压器应用的原理是当相对较小尺寸的铁心位置变化时，改变两个线圈之间的互感。在这两种情况下，一个"稳定"（低阻抗）装置的输出电压变成可用于控制的电压。质量-弹簧结构提出了可测量加速度的频率上限：高至自然频率以上的10%，所需要的力高至与对象加速度成比例的98%，具有可忽略的相移（$<1°$），指数阻尼率低于0.1。自然频率是$\sqrt{s/m}$。更高频率时，变送器本身的动态扰乱了均衡，并导致相移。然而，因为测量装置的已知参数，可以引入内部补偿。

压电变送器包括一片材料，当外部加载时，呈现电极化现象。通过其电容，可以得到与电极化率相关联的电压。如果需要，电极化可用作"稳定"（低阻抗）装置的输出电压。这可以通过以下两种方法实现：第一种方法仅使用无源器件，也即电阻和电容，可直接将变送器电压放大为装置的输出电压（无源方法）；第二种方法以运算放大器作为有源器件，并在反馈环中用电阻 R 和电容 C 构成并联结构（有源方法）。

这两种方法都可对可测量的加速度提出了更低的频率限制。整个测量装置高通频率（ω）的10倍以上，装置输出电压大于加速装置所需力比例的99.5%，并因此与对象的加速度成比例，具有较小的相移（10ω 处的5.7°，下至 100ω 处的0.6°）。高通频率总计为 $1/(RC)$ rad/s。在更低的频率下，整个装置的动态扰乱了均衡，并造成相移；可以引入内部补偿，但是不能测量恒定加速度级别。高通频率越低，RC 的乘积越大。在无源方法中，电容 C 不能明显超过压电材料片的电容值，而在有源方法中，C 值等于运算放大器中反馈环选择的电容值。无源方法中，电阻 R 不能超过漏电阻值，而在有源方法中，R 值等于反馈环中的电阻值，可以远大于泄漏电阻值。

3. 叶片载荷测量

常规下，叶片载荷使用电阻丝应变计测量。其测量原理很简单：在弹性变形条件（规则运行）下，叶片表面的应变与叶片载荷成比例，并且可以直接被转化为"稳定"（低阻抗）装置输出电压，可以用于控制。然而，风力机的布局以及其中一台风力机工作的条件，使得安装困难、运行不可靠，同时由于闪电较多而存在潜在损坏的危险。此外，应变计会发生校准漂移。

因为在载荷测量中仅平均值附近的变化被用于控制环中，校准漂移并不是一个大问题。当然，需要一些校准方法，否则可能会超出整个载荷测量装置的运行

范围。

近来光学应变计领域的开发可能克服电阻丝应变计中存在的问题。其测量原理基于光被变形的表面反射时波长的变化。这就需要一个很高频率的数据处理，在合理的采样率下产生期望的测量信号。这种测量技术使用光纤布拉格光栅（FBG），允许一个光纤内的分散测量定位。因此，功能上分开的传感器可以用一种简洁的方法实现。在参考文献［Wernicke 等（2004）］中，比较了旋转叶片上来自电阻丝应变计和光学应变计的测量结果。光学应变计的结果通过叶片上的16个FBG获得。两种测量均显示了足够的准确性，但是光学应变计有0.07s的时间延迟。这一延迟在独立变桨距控制（IPC）中很明显。然而，使用更少的FBG可以减小延迟至可接受的0.025s或者更小。

4. 局部叶片入流测量

局部叶片入流测量，也即局部攻角和局部气流速度，可用于独立叶片变桨距以减小叶片载荷。一个多孔皮托管可同时测量气流速度和方向。目前这种用于风力机的测量没有一个标准外形，但是五孔皮托管，如参考文献［Madsen（1991）］所描述的，已经预先应用在实验装置中，直接测量风力机旋转叶片上的局部气流状态。皮托管可被安装在不同径向位置，以获取流量控制器所需要的测量。推荐的径向位置是距离叶根2/3处，并在不受叶尖旋涡影响的情况下尽可能接近叶尖。

皮托管安装在固定位置处长度等于弦长的管上，在叶片的前缘、受压侧。定义管的长度需要考虑以下两个方面问题：

1）测量点应尽可能接近机翼，以测量攻角。

2）来自约束环流的影响应最小；因此它被放置在远离机翼的地方。

约束环流对局部气流速度大小的影响可以忽略，然而来自前缘1~2弦长处气流的向上偏差相当大。皮托管连接至四个压差变送器，输出给出了气流速度的大小、攻角和侧滑角。

8.2.2 驱动器

本章所讨论的控制环需要驱动器来实现发电机转矩和风轮叶片桨距角的期望值。全范围变桨距驱动器是作为桨距速度伺服系统，而不是桨距角伺服系统。在一个变桨距伺服驱动器中，桨距角控制总是通过一个包含了变桨距速度伺服环的反馈环来实现的。与变桨距速度控制比较，这个附加的反馈环显著降低了桨距角控制的带宽。速度伺服控制更高的带宽使变桨距控制环中引入的寄生动态过程更少，因而允许更强、更快速的控制。

1. 发电机转矩控制

大多数风力机配备了电气变换系统，由双馈异步电机、电力电子装置和用于在发电机定子侧获得期望转矩和无功功率的控制环组成。这种变换系统通常用在装配有齿轮箱的变速风力机中。所谓的直驱型风力机，没有齿轮箱，通常基于永磁同步

发电机配备电气变换系统。一个关于电气变换系统的调研在参考文献［Pierik 等(2008)］中给出。

2. 电动叶片变桨

变桨距控制的电动驱动器通常由直流电动机或者具有永磁转子的矢量控制同步电机（交流驱动）驱动。在控制部分，交流驱动可以假设作为直流电动机进行控制。

图 8-1 显示了使用交流驱动的变桨速度伺服系统结构。图中没有包括气动力对叶片扭矩的影响。速度伺服控制的反馈框图中，由内环控制交流电动机的有效电流，外环控制风轮速度。交流电动机的电流控制环，对由于转速变化引起的电动势改变进行补偿。所产生的电动机转矩 T_{motor} 通过传动比为 i 的齿轮箱加速节距方向的叶片旋转。电动机承受的载荷转动惯量 Jp 总计为 J_M+J_B/i^2，其中 J_M 是交流电动机转子的转动惯量，J_B 是风轮叶片节距方向的转动惯量。变桨距轴承造成的摩擦转矩 T_{fric} 抵消了这种加速。

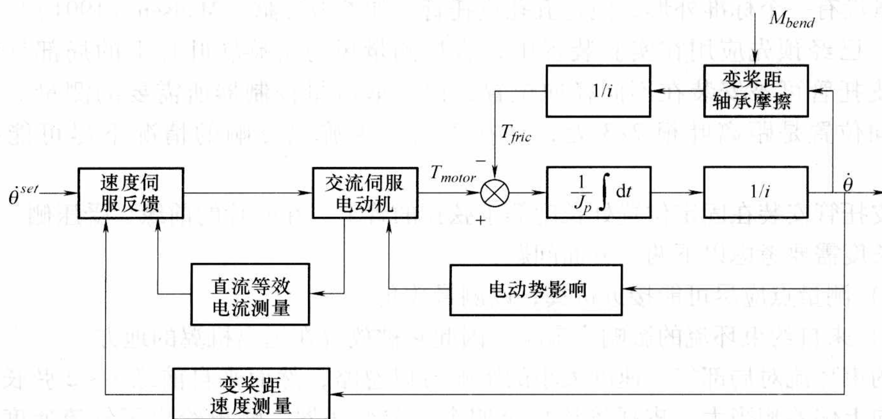


图 8-1　使用矢量控制交流电动机的变桨速度伺服系统

3. 液压叶片变桨

用于变桨控制的液压驱动器通常装配有一个比例伺服阀，控制一个双作用液压缸。双作用液压缸保证两个变桨方向性能一致。比例伺服阀使得油流在连续范围值内得到快速控制。

图 8-2 显示了液压变桨距速度伺服驱动器的结构。图中没有包括气动力对叶片扭矩的影响。补偿方案将期望的变桨距速度 $\dot{\theta}^{set}$ 转换为伺服阀的位置 V^r，并获得期望的油流 ϕ_{oil}。通过曲轴机理将活塞杆的线性速度转换为变桨距角速度，使用近似恒定的传动比 $1/i$。液压缸中的油柱可有效表现为非常刚性的弹簧-阻尼系统。ϕ_{oil} 的改变造成位置上力的变化率 F_{hydr}，只要其改变的位置尚未充分补偿油柱变化的高度。这些暂态动态过程会很快。

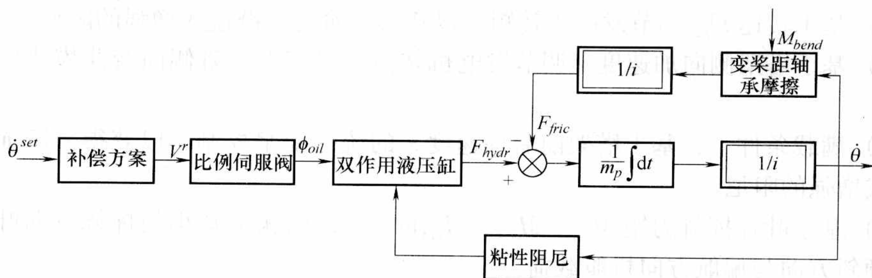


图 8-2 具有双作用液压缸和伺服阀的变桨距速度伺服系统

8.3 控制目标

PRVS 风力机的控制能力可以适应不同风况，并降低由于风速波动造成的载荷变化。本节定义了已考虑的控制目标。

尽管现代低实度水平轴风力机在较宽叶尖速度比范围内显示了良好的空气动力学性能，但使风轮速度适应风速从而获得最大功率捕获依然是值得的。

这可以通过调节发电机转矩实现。发电机转矩的指令通常对于由叶片面内弯曲和传动链扭转（传动模式）引起的风力机转动叶片总超前滞后模式有很大影响。此外，由于发电机转矩指令引起塔架侧面弯曲模态的阻尼降低也受发电机转矩指令的影响。所以，从控制的角度来分析，发电机转矩指令对于风力机特性有以上三方面影响。

在高风速时，风力机通过变桨距将桨叶调整到顺桨位置（统一叶片变桨距）进而控制捕获的风能。在这种方式下，随着风速的增加，攻角减小。然而，统一叶片变桨距也影响到风轮推力，从而反过来影响到塔架前后弯曲模态。这为采用叶片变桨距来增强塔架前后运动阻尼提供了可能性。

影响风力机特性的另外一个重要方面是与风电场旋转采样和叶片塔架相关的循环载荷变化。旋转叶片在转速角频率及其倍数次的弯矩变化谐波由于风剪切和塔影效应而增加，通常记为 nP（$n=1$，2，…）。气流的旋转采样加剧了叶片载荷的随机变化，其频带较宽中心峰值在 nP 左右。在这些周期性的载荷变化中，由驱动转矩和三个叶片推力所引起的仅为 $3nP$ 的谐波。这同样适用于机舱的倾斜和偏航分析。独立变桨距是一种减小这些载荷的适当方法［见参考文献 Bossanyi（2004）；Larsen 等，（2005）］。

结合这些考虑，可以定义气动弹性控制目标，集中在动态载荷降低、稳定性和性能提高上。

1）部分载荷时，基于转速 Ω_{gen} 调节发电机转矩以获得最佳叶尖速度比。

2）满载条件下，基于转速 Ω_{gen} 的统一变桨距控制，以获得额定功率运行。

3）基于转速 Ω_{gen} 调节发电机转矩，以获得一阶传动链模式增强的阻尼。

4）基于塔架侧向加速度 $\ddot{y}$ 调节发电机转矩，以获得一阶侧向弯曲模式增强的阻尼。

5）满载条件下，基于塔架前后加速度 $\ddot{x}$ 的统一变桨控制，以获得一阶前后弯曲模式增强的阻尼。

6）基于叶片挥舞力矩 $M_{z,1}$、$M_{z,2}$、$M_{z,3}$ 的 IPC，以获得减小的挥舞方向叶片载荷和倾斜方向与偏航方向机舱载荷。

控制目标 1）和 2）表示常规风力机控制目标，而控制目标 3）～6）将在先进控制方法的章节中（8.5 节）分别探讨。

8.4 常规风力机控制

风力机的主控制系统此处称为常规风力机控制，主要调节风力机的输出功率和转速。低于和高于额定风速状态下，风力机的功率控制都由变桨距控制和电磁转矩控制来实现。图 8-3 为常规风力机转速调节和功率控制的反馈结构框图。下面对图中的不同部分进行详细介绍。

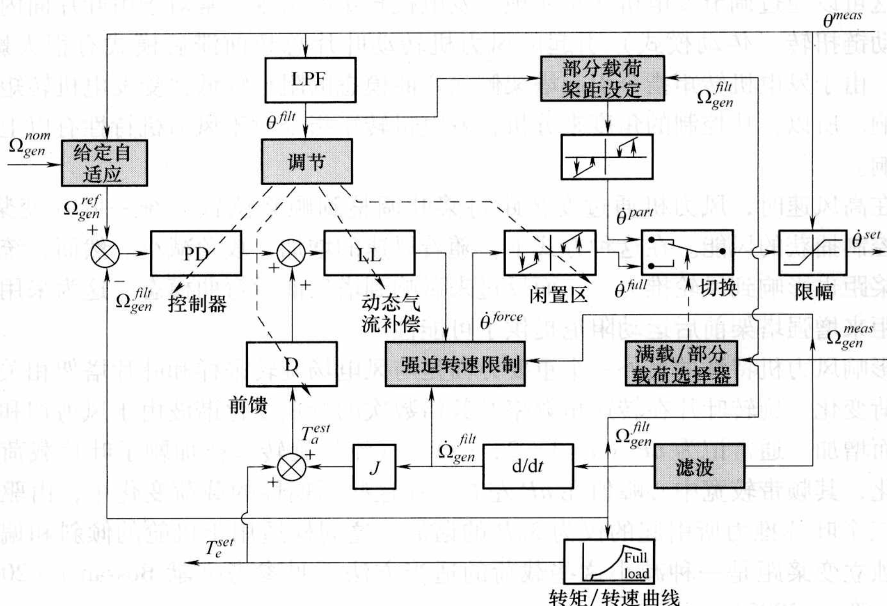


图 8-3 常规变桨距控制的系统框图

8.4.1 发电机转速滤波

对于发电机转速反馈闭环控制而言，发电机转速检测的准确度十分重要。下面

所提到的由于机组影响对发电机转速造成的干扰应当通过数字滤波进行有效抑制，这通常包括一系列下列滤波器的结合：

1）主要滤除由塔影效应和旋转采样所引起 $3p$ 和 $6p$ 的滤波器。四阶切比雪夫Ⅱ型滤波器是可以用于此处的一种典型滤波器。截止频率为 2.5$p$rad/s，衰减倍率为 20dB。

2）对集中超前-滞后（传动链）频率的陷波器。例如，一个以传动链频率的10%左右为阻带的二阶滤波器，衰减倍数为 30dB，纹波为 1dB。

3）对塔架侧向频率的陷波器。例如，一个以塔架侧向频率的 15%左右为阻带的二阶滤波器，衰减倍数为 20dB，纹波为 1dB。

除了对正序分量的滤波外，转速测量的信号以及上述提到的对不同频率的抑制等均会带来相位的偏移，在系统性能上表现为一个负序分量的作用。基于上述原因，需要根据不同的风力机来精确设计具体的滤波器。

8.4.2　额定工况以下控制

在额定工况以下风速区域，风力机的控制目标是尽可能将风能转化为输出电能。这个控制目标可以通过维持最佳叶尖速度比 λ_{opt} 和保持桨距角工作在功率系数最大的位置，如下，

$$\theta_{opt} = \arg\max_{\theta} C_P(\theta, \lambda_{opt})$$

假设桨距速度是发送给叶片桨距驱动机构的信号，通过角度给定值 θ^{set} 和一个简单的比例补偿器可用来消除所测叶片桨距角的误差，如图 8-4 所示。给定值 θ^{set} 等于发电机转速达到一定值时的工作点 θ_{opt} 的值，在此之后，其开始随着 Ω_{gen} 而线性增加，当发电机转速增加到额定值时，其可达到 4°～6°。这就是调峰，其目的是在额定风速时，减少加在风轮上的轴向力可以牺牲较少的功率损失来减小在塔架底部的载荷。通过图 8-4 中的取决于设定桨距角的风轮转速模块来实现。

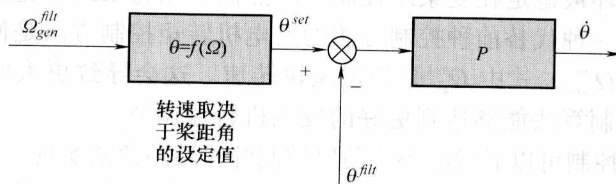


图 8-4　在部分载荷条件下的桨距角控制

显然，获得最佳叶尖速度比的最好选择是控制风力机角速度为参考值 $\Omega_{opt} = \lambda_{opt}V/R$，其中 V 是无干扰下的风速，R 是风轮半径。然而，因为无干扰的风速是无法测量的，因而转速是未知的。在低于额定风速条件下的直接转速控制可通过对无干扰风速的估算来实现。相反，常用的发电机转矩指令设定是基于最佳转矩-转速特性所测的发电机转速 Ω_{gen}。而最佳转矩-转速特性是由转速（当 $\lambda = \lambda_{opt}$）所表示的最大功率函数定义得来的。

$$P_{opt}(\Omega)=\frac{1}{2}\rho\pi R^2 C_P(\theta_{opt},\lambda_{opt})V^3=\frac{1}{2}\rho\pi R^5 C_P(\theta_{opt},\lambda_{opt})\frac{\Omega^3}{\lambda_{opt}{}^3}$$

因此，忽略传动链的动态特性（$\Omega_{gen}=i\Omega$，i 是齿轮箱的传动比），可得最佳转矩表达式。

$$T_g(\Omega_{gen})=P_{opt}(\frac{\Omega_{gen}}{i})\Big/\Omega_{gen}$$

可用最佳转矩来代替转矩-转速（QN）特性曲线。由以上可知，在恒定风速下，这种发电机转矩控制方法可得到最佳叶尖速比，同时获得最大功率。动态条件下，因为风速的波动而使风力机输出功率在额定功率附近波动。本书提出几种方法提高发电量，其中包括：根据转矩-转速（QN）特性曲线获得最佳转矩 [Johnson 等（2004）]，叶尖速比估计 [Bossanyi（2000）]，或者通过在发电机转矩指令中增加一个微分环节有效减小转动惯量 [Burton 等，2001]。这些方法都可使捕获的风能增加 0.5% ~1%。因为发电机转矩控制中基于转矩-转速特性曲线的控制比较简单且在实际中能正常工作，所以它仍然在工业上得到大范围应用。

8.4.3 额定工况以上控制

在满载运行条件下，常规控制目标是保持风力机转速为额定值，并且输出额定功率。为了控制输出功率为额定功率，发电机转矩指令被设定为

$$T_g=\frac{P_{rat}}{\Omega_{gen}^{rat}}$$

在此，使用了滤波之后的发电机转速 Ω_{gen}^{filt}，这在 8.4.1 节中有详细解释。滤波器被用来避免传动链和塔架所带来的额外激励，同时避免不必要的 $3p$ 或者更高频率的作用。应当指出，这种恒定功率发电机转矩指令控制方法会对转速造成不稳定影响，因为发电机转速的增加会导致发电机转矩减小，进而在转速上产生额外增量。控制环被稳定在变桨距控制中。然而，因为桨距带宽的限制，将导致风轮转速波动。一种代替前种控制方法的发电机转矩控制方法是使它运行在额定值，即 $T_g=P_{rat}/\Omega_{gen}^{rat}$，式中 Ω_{gen}^{rat} 是额定风轮转速。这会导致更大的功率波动，但是通过变桨距控制算法能够达到更好的发电机转速调节。

转速的调节控制可以通过减小攻角以控制叶片桨距角来实现。在本章中，这种变桨距控制的理念被称为桨距转向控制（另一种在文章中常用的术语是指顺桨桨距）。下面将详细介绍这种变桨距控制。

1. 满载时的变桨距控制器设计

对于风轮转速控制来说，当桨距速度作为控制信号时常规的控制器结构是 PD（比例微分）型（控制信号是桨距角时用 PI 型）。两者不失共性，本章中认为桨距速度为控制信号。

为了整定 PD 控制器的参数，一个发电机转速的简单模型就已足够：

$$J_t\dot{\Omega}_{gen}=T_a(\theta,\lambda)-T_g$$

式中，J_t 是总的转动惯量，等于发电机和风轮等效快速轴转动惯量之和，$J_t = J_g + i^2 J_r$；T_a 表示气动转矩，可由下式给出：

$$T_a(\theta,\Omega,V) = \frac{1}{2}\rho\pi R^3 C_Q(\theta,\lambda) V^2$$

在这个转速动态模型中，假设塔架和传动链是固定不变的，该假设成立是因为控制器是作用在经过滤波的发电机转速，从而消除了塔架和传动链带来的动态影响。将气动转矩在给定工作点（θ^*，Ω^*，V^*）附近线性化后，描述从桨距角 θ^* 到经过滤波的发电机转速 Ω_{gen}^{filt} 的传递函数为

$$H_0(s) = \frac{\partial}{\partial\theta}\frac{T_a(\theta^*,\Omega^*,V^*)}{J_t s^2}F(s)$$

式中，F（s）代表发电机转速滤波，具体介绍见 8.4.1 节。

通常，设计的 PD 控制器的工作点（θ^*，Ω^*，V^*）是根据使得 $\frac{\partial T_a(\theta^*,\ \Omega^*,\ V^*)}{\partial\theta}$ 最大来选择的。在设计控制器时，需要将数据处理延时 τ（代表了计算机计算时间、测量和驱动的时间延时）考虑进去，则 PD 控制器设计的最终模型为

$$H(s) = H_0(s)e^{-\tau s}$$

PD 补偿器中的参数 $C_0(s) = k_P + k_D s$ 被用来实现给定的增益和相移（通常增益裕度为 2，相位裕度为 45°）。

2. 增益调度

比例微分（PD）补偿器是为了所选工作点（θ^*，Ω^*，V^*）而设计。为了覆盖风力机整个运行范围，它的系数是可以调节的。为此，应用了气动转矩对桨距角求偏导 $\frac{\partial}{\partial\theta}T_a(\theta,\ \Omega,\ V)$。因为风速 V 是未知的，则定义一个增益调节参数（θ，Ω），此参数与所有的风速、风轮转速和桨距角相关。

$$\mu(\theta,\Omega)\frac{\partial}{\partial\theta}T_a(\theta,\Omega,V) \approx \frac{\partial}{\partial\theta}T_a(\theta^*,\Omega^*,V^*)$$

这个增益调节参数（θ，Ω）可先由二维多项式得来，例如

$$\mu(\theta,\Omega) = \sum_{i=0}^{N_\theta}\sum_{j=0}^{N_\Omega} c_{ij}\theta^i\Omega^j$$

然后根据最小二乘法拟合选择合适系数：

$$c_{ij} = \operatorname{argmin}\sum_{\theta,\Omega,V}\left\|\mu(\theta,\Omega)\frac{\partial}{\partial\theta}T_a(\theta,\Omega,V) - T_a(\theta^*,\Omega^*,V^*)\right\|_2$$

通常在 $N_\theta = 2$、$N_\Omega = 1$ 时能获得满足。则最终的增益调度比例微分（PD）控制器为

$$C(s) = \mu\left(\theta,\frac{\Omega_{gen}}{i}\right)(k_P + k_D s)$$

3. 自适应给定值

通常，发电机的转速 Ω_{gen}^{ref} 被控制在风力机输出额定功率时的额定转速值 Ω_{gen}^{rat} 附近。在高于额定风速的范围内，桨距角将减小，并且远离工作位置。如果发生突然下降的阵风，每个风轮转速的降低都会造成输出电能的减少，尽管风速在额定平均风速以上。

为了防止这种发电量的损失，在较高风速范围时，风轮转速的给定值将逐渐增加几个 r/min，并且转速的增加取决于桨距角。采用动力学缓冲（飞轮）的机理，可在阵风骤降时将额定功率保持时间更长一些。

为了给定转速控制器一个比较平滑的指令值，风轮转速的指令值通过一个时间常数较大的低通滤波器被限制在一个线性范围内，Ω_{gen}^{off} 通过一个线性方法仅应用在较低的 θ^{LL} 和较高的桨距限制 θ^{UL} 之间（见图 8-5）。设定 Ω_{gen}^{off} 的值为 0.5 ~ 1r/min，θ^{LL} 与 θ^{UL} 分别为 5°和 12°，通常可以提高风力机在阵风骤降时的输出电能。另一种动力学缓冲的方法将在 8.4.4 节中进行介绍。

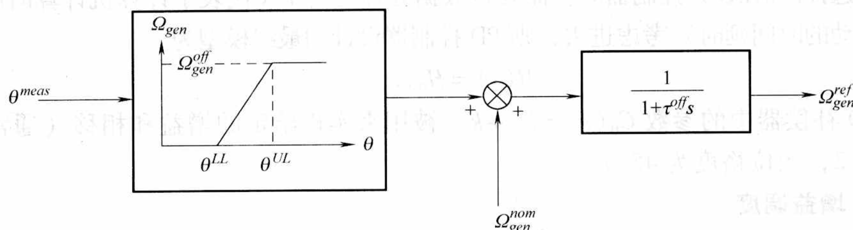


图 8-5　发电机转速自适应

4. 动态入流补偿

因为动态入流的影响，叶片桨距角的快速波动将导致气动转矩的动态过渡，且对稳态值造成冲击。鉴于在采用 PD 补偿器的模型时忽略了这种影响，因此可通过对动态入流现象的线性模型求导来展开控制器 $C(s)$ 来进行（部分地）补偿。这在参考文献［van Engelen（2004）］中有详细的介绍。

5. 闲置区和限制

运行过程中出现的一些诸如桨距摩擦噪声问题是需要极力避免的，因为会给驱动系统中带来相当大的机械应力。为了避免这种情况的产生，在风力机控制系统中引入一个闲置区，在变桨距指令被发送到驱动器前进行如下操作：

1）忽略小的桨距动作（闲置区）。

2）传递无干扰的桨距动作（通过区）。

3）避免在闲置区反复穿越（滞环）。

4）在系统离开不活跃区域时，进行强制桨距动作对暂时的不活跃进行补偿（补偿）。

进一步，变桨距速度被限制在最大值处，当风轮叶片超越极限位置时，忽略变桨距动作：

1）限制变桨距速度在其最大值内（变桨距速度限制）。

2）若已达到风轮叶片最大或最小位置时忽略变桨距动作（桨距角限制）。

以上所提到的所有功能都是为了减小施加在变桨距驱动系统上的机械载荷，且不损失变桨距控制算法的控制性能。

这个闲置区域的设定应预先考虑到系统的实际干扰。

6. 强制风轮速度限制

为了确保限制风力机的载荷同时最小化发电机和变流器运行的转速范围，风力机必须设定风轮转速最大值。通常，当风轮转速超过上限时，风力机监控系统将介入，并控制风力机停机。为了避免这种随时可能发生的状况，变桨距控制结构中包含一个强迫风轮转速限制环节，一个机械系统通过强迫风轮叶片顺桨来确保风轮转速限制在一定范围内。强迫风轮转速限制的控制原理如图 8-6 所示。

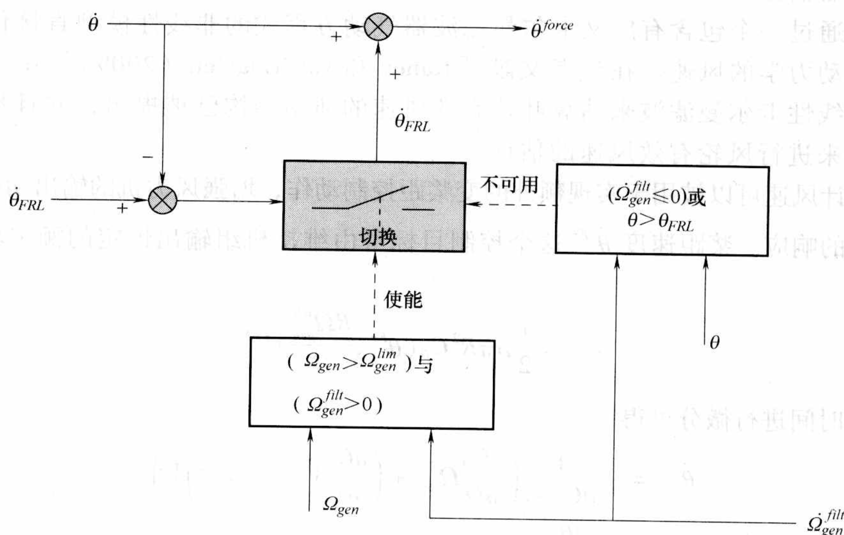


图 8-6　强制风轮转速限制的原理框图

一旦开关使能，桨距速度的设定值被设置为 $\dot{\theta}_{FRL}$。当检测到发电机转速超过阈值 Ω_{gen}^{lim}时，启动强迫系统，并且风轮转速一直在增加。为了最低程度地减少能量损失，一旦发电机转速开始下降或者桨距角大于 θ_{FRL}时，强迫风轮转速控制环退出工作。θ_{FRL}只要设置为大于强制风轮转速限制使能时的角度，例如 3°～4°就足够了。

7. 风速估计值的前馈控制

风速估计值的前馈控制是基于风轮转速测量值来估计风轮的有效风速。其控制目标是更好地对阵风响应。（低频）功率平衡时的气动转矩的重建是最简单的风速

估计方法。

$$\hat{T}_a = J_t \frac{\dot{\Omega}_{gen}^{filt}}{i} + T_g + T_L$$

在以上方程式中，T_L 代表损失。风速可以通过解下列非线性二阶方程式得到：

$$\hat{V} = \arg\min_{V} \left\| \hat{T}_a - \frac{1}{2}\rho\pi R^3 C_Q\left(\theta, \frac{R\Omega_{gen}^{filt}}{iV}\right)V^2 \right\|_2$$

应当注意的是，在气动转矩的估算中，用到了经过滤波的风轮加速度，这样做的目的是虽然塔架动态性和传动链的动态性确实影响发电机的转速，为简单起见，它们在 T_a 的方程式中已被简单忽略。用经过滤波的发电机加速度 $\dot{\Omega}_{gen}^{filt}$代替测量值，因此对气动转矩和风速的估计值没有影响。然而，滤波器的使用引入了时间延迟，并在相应控制中造成一定影响。取代这种估算的更好方法是包含有塔架和传动链的动态性的估算方案。至此，可以用一个线性的卡尔曼滤波器估算气动转矩，进而得到如上所述风速［Østergaard 等（2007)］，或者直接通过一个包含有广义卡尔曼滤波器气动方程式的非线性模型直接估算包括空气动力学的风速。在参考文献［Kanev 和 van Engelen（2009)］中，一个包含非线性卡尔曼滤波来估算叶片有效风速的通用结构已被提出，并且易于被简化用来进行风轮有效风速的估计。

估计风速可以被用于实现额外的变桨距控制动作，增强风力机的输出功率和对于阵风的响应。桨距速度 $\dot{\theta}^{FF}$ 这个控制目标可由维持机组输出恒定的额定功率来得到。

$$P^{rat} = \frac{1}{2}\rho\pi R^2 C_P\left(\theta^{FF}, \frac{R\Omega_{gen}^{filt}}{i\hat{V}}\right)\hat{V}^3$$

对时间进行微分可得

$$\dot{\theta}^{FF} = -\frac{1}{\frac{\partial C_P}{\partial\theta}\hat{V}^3}\left(\frac{\partial C_P}{\partial\Omega}\dot{\Omega}_{gen}^{filt} + \left(\frac{\partial C_P}{\partial V}\hat{V}^3 + 3C_P\hat{V}^2\right)\dot{\hat{V}}\right)$$

估计风速 $\hat{V}$ 可通过前馈控制器用于变桨距速度驱动 $\dot{\theta}^{FF}$。

$$C_{FF}(s) = -\frac{\frac{\partial C_P}{\partial V}\hat{V}^3 + 3C_P\hat{V}^2}{\frac{\partial C_P}{\partial\theta}\hat{V}^3} \cdot \frac{K_{FF}\tau_{FF}s}{\tau_{FF}s + 1}$$

对微分时间常数 τ_{FF}和增益 K_{FF}需要谨慎选择，以确保稳定性及变桨距动作充分平滑。具有功率系数导数的控制器可近似通过最少二次方滤波的多项式离线系统设定，进而避免花大量时间进行在线计算。$1/\tau_{FF}$的取值应该小于 3p 以及传动链的频率，但要足够高来产生足够的带宽。其典型值为 $\tau_{FF}=0.5\sim1$s，而增益 K_{FF}必须

小于1（通常取0.5~0.8）。

8.4.4　满载/部分载荷选择器

当平均风速在额定风速附近时，对于满载和部分载荷的过渡过程应该小心进行，以避免对系统造成扰动。当叶片的桨距角达到工作位置值 θ_{opt} 时，开始从满载向部分载荷过渡，此时发电机转速低于额定转速且在下降，即

$$(\theta \leqslant \theta_{opt})\text{与}(\Omega_{gen}^{filt} < \Omega_{gen}^{rat})\text{与}(\dot{\Omega}_{gen}^{filt} < 0)$$

当发电机转速超过给定额定转速，即（Ω_{gen}^{rat} + 1r/min），或发电机加速度超过限制值 $\dot{\Omega}_{gen}^{lim}$，可以过渡回满载状态。增加加速度这个条件是为了避免由于阵风而引起发电机转速以较大加速度超过额定转速。可用以下条件作为从部分载荷到满载过渡的触发条件

$$(\Omega_{gen}^{filt} > \Omega_{gen}^{rat} + 1\text{r/min})\text{与}(\dot{\Omega}_{gen}^{filt} > \dot{\Omega}_{gen}^{lim})$$

根据上述转矩-转速特性曲线，可以通过如图 8-7 所示扩大满载运行范围来提高满载时发电机转矩的性能［Schaak and van Engelen（2004）］。目的在于即使当发电机转速降至低于其额定值时，只要变桨距控制器工作在满载状态，则仍能保持额定发电量。这使图 8-7 中发电机扩展的满载运行曲线得到提高，则只要转矩指令小于其允许的最大值 T_g^{max}，甚至当 $\Omega_{gen} < \Omega_{gen}^{rat}$ 时，也能保证输出额定功率。如图中阴影所示的过渡区域，用于由扩展的满载曲线向最优 λ 部分载荷曲线的过渡。一旦满载向部分载荷过渡开始或者当发电机转速降至某一最小值 $\Omega_{gen}^{full,min}$ 时，发电机转矩偏离扩展的满载曲线。转矩指令随后跟随一条从一个扩展满载曲线在其左侧的点到最优 λ 曲线上 $\Omega_{gen}^{tr,min}$ 点之间的直线。

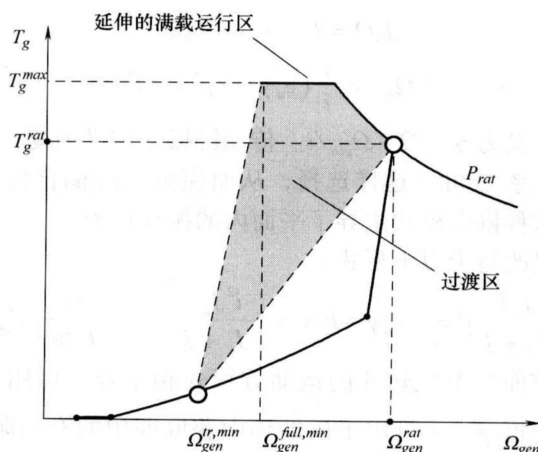


图 8-7　发电机满载范围转矩-转速曲线

8.5 降低载荷的先进控制

我们已经讨论了发电机转矩变化可用于减小传动链共振和塔架侧向振动的思想，而统一变桨距速度变化使得塔架前后振动产生附加阻尼，并且独立桨距动作可用于降低叶片载荷。所有这些控制附加在不同频率带宽内都起作用，因此在通过合适的滤波保证分离的条件下，可以作为独立控制环设计。以下讨论这些降低载荷的控制策略。

8.5.1 传动链阻尼

对于具有齿轮箱传动的变速风力机，存在严重的风轮轴振动风险。这些振动可通过发电机转矩来降低。

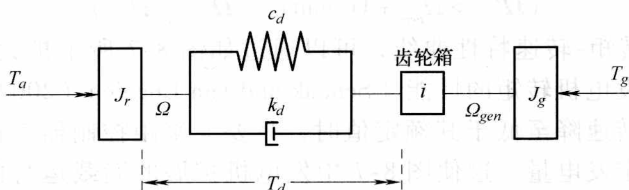


图 8-8 传动链模型框图

图 8-8 表示了传动链的示意图，其中的弹性环节作为弹簧-阻尼对建模，连接了风轮转动惯量 J_r 和发电机转动惯量 J_g（通过齿轮箱）。这个模型可以用来描述一阶传动链模式、高阶模式以及与塔架“反向”运动的耦合。以下运动方程式仍然成立：

$$J_r\dot{\Omega} = T_a - c_d\gamma - k_d\dot{\gamma}$$

$$J_g\dot{\Omega}_{gen} = \frac{1}{i}(c_d\gamma + k_d\dot{\gamma}) - T_g$$

式中，扭转速度被定义为 $\dot{\gamma} = \Omega - \Omega_{gen}/i$。传动链振动定义为变化的轴扭转。

刚度 c_d 和阻尼 k_d 参数可以这样选择，从而模拟一阶耦合传动链/统一超前-滞后叶片振动模式。这种耦合模式主导了平面内的振动行为。

上面方程式可以改写为以下形式：

$$\frac{i^2 J_g J_r}{i^2 J_g + J_r}\ddot{\gamma} = -c_d\gamma - k_d\dot{\gamma} + \frac{i^2 J_g}{i^2 J_g + J_r}T_a + \frac{J_r i}{i^2 J_g + J_r}T_{gen}$$

这个方程式与前面发电机转速的运动方程式相结合，可用于建立卡尔曼滤波器，从而估算扭转速度 $\hat{\dot{\gamma}}$，$\hat{\dot{\gamma}}$ 可用于反馈环中获取期望的有效阻尼参数 k_d^{des}。这是通过下式的反馈律获得的：

$$T_{gen} = \frac{i^2 J_g + J_r}{iJ_r}(k_d - k_d^{des})\hat{\dot{\gamma}}$$

如果使用高通滤波器滤除的发电机测量转速中的低频成分，则该传动链阻尼控制环不会影响功率控制环的低频特性。设定截止频率足够小，在一阶传动链频率附近产生接近零的相移。

因为 $\dot{\gamma}=\Omega-\Omega_{gen}/i$，并且 Ω 的变化与 Ω_{gen} 相比很小，因此常用 Ω_{gen} 代替扭转速度作为反馈［Burton 等，2001］。

8.5.2　塔架前后阻尼

对于更大型的风力机，由于一阶弯曲模式频率更低，减小塔架的前后移动（“点头”）变得更加重要。下面讨论一阶塔架前后模式的主动阻尼。

考虑塔架一阶前后弯曲模式的以下简化模型，其中忽略了塔架扭转、偏航效应和高阶弯曲模式：

$$m_t\ddot{x}+k_t\dot{x}+c_t x=F_{ax}(\theta,V-\dot{x},\Omega)$$

$$F_{ax}(\theta,V-\dot{x},\Omega)=\frac{1}{2}\rho\pi R^2C_T(\lambda,\theta)(V-\dot{x})^2,\lambda=\frac{\Omega R}{V-\dot{x}}$$

式中，x 为塔架顶部的轴向位置；F_{ax} 为作用在风轮上的轴向力。注意塔架顶部速度 $\dot{x}$ 对于风轮有效风速的影响也被包含在轴向力的表达式中。轴向力在给定工作点附近(θ^*，V^*，Ω^*)的线性化方程式为

$$m_t\ddot{x}+k_t\dot{x}+c_t x=F_{ax,0}+\frac{\partial F_{ax}}{\partial\theta}\theta-\frac{\partial F_{ax}}{\partial V}\dot{x}$$

$$F_{ax,0}=F_{ax}(\theta^*,V^*,\Omega^*)-\frac{\partial F_{ax}}{\partial\theta}\theta^*+\frac{\partial F_{ax}}{\partial V}(V-V^*)+\frac{\partial F_{ax}}{\partial\Omega}(\Omega-\Omega^*)$$

通过一个比例增益将测量的塔顶加速度反馈给叶片变桨距速度，$\dot{\theta}=K_{fa}\ddot{x}$，可得如下运动方程式：

$$m_t\ddot{x}+\left(k_t+\frac{\partial F_{ax}}{\partial V}-\frac{\partial F_{ax}}{\partial\theta}K_{fa}\right)\dot{x}+c_t x=F_{ax,0}$$

这使得可通过反馈增益达到期望的有效阻尼 k_t^{des}：

$$K_{fa}=\frac{1}{\dfrac{\partial F_{ax}}{\partial\theta}}\left(k_t+\frac{\partial F_{ax}}{\partial V}-k_t^{des}\right)$$

使用塔架一阶频率附近的带通滤波器可以极大地降低对风轮转速控制环的影响。这一滤波器的一个可能选择是，四阶逆切比雪夫Ⅱ型滤波器，大约可以降低40dB。塔架频率处的相移为零。因为实际中塔架频率不能确切可知（可能有很小的变化），只有当实际塔架频率通过塔架测量加速度 $\ddot{x}$ 的过零点在线估算时，滤波器相移才能刚好为零。

注意到反馈增益取决于 $\frac{\partial F_{ax}}{\partial\theta}$ 和 $\frac{\partial F_{ax}}{\partial V}$，长期上根据工作点($\theta^*$，$V^*$，$\Omega^*$)而变化。因此，需要应用增益调度策略。

8.5.3 塔架侧向阻尼

减小塔架侧向移动很重要，因为没有风轮气动阻尼，侧向移动自然地被严重阻尼。下面讨论通过发电机转矩的主动阻尼。

使用与前面相似的假设进行简化，可得下面的运动方程式描述塔架的一阶侧向模式：

$$m_t\ddot{y} + k_t\dot{y} + c_t y = \frac{1}{h}T_g$$

式中，y 为侧向塔顶位置；h 是关联发电机转矩与塔顶响应侧向力的参数。为了使符号简化，上面方程式中使用与前后方向运动方程式一样的质量、刚度和阻尼参数，尽管这并不是很有必要。将测得的侧向加速度 $\ddot{y}$ 通过积分作用反馈给发电机转矩信号可以获得有效阻尼 k_t^{des}。

$$\dot{T}_g = h(k_t - k_t^{des})\ddot{y}$$

为了避免通过 AN 曲线与功率调节反馈环相互影响，需要两个滤波器：阻尼环中塔架一阶侧向特征频率附近的带通滤波器，以及功率环中附加的低通滤波器。阻尼环中，具有塔架频率附近大约 10% 通带、20dB 衰减及 2dB 纹波的一阶椭圆滤波器已经足够，并且在塔架频率附近具有良好的相移。功率环中用于功率控制的低通滤波器在低频时的相移应尽可能小，并且可以作为一个高阶逆切比雪夫滤波器来实现，具有塔架频率以下大约 15% ~20% 的截止频率及 10dB 衰减。

8.5.4 降低叶片载荷

现代风力机具有叶片独立变桨距的可能性。这打开了使用先进 IPC 算法以实现疲劳载荷降低的通道。不同影响（例如塔架阴影、风切变、偏航误差和旋转风电场采样）造成叶片在旋转频率处（$1p$）和多倍频（$2p$、$3p$ 等）处的载荷。基于 IPC 的叶片载荷降低可通过使用附加测量获得，例如叶根弯矩、轴弯矩和偏航轴承处的塔顶弯矩。下面我们假设叶根弯矩的测量可用，因为这在现代风力机中相当普遍。其他力矩测量（在轴上或偏航轴承上）也很简单。

起始点是闭环中的相互关系，如图 8-9 所示，其中 C_{CPC} 表示统一变桨距控制算法（包括风轮速度控制和塔架前后阻尼），C_G 是发电机转矩控制器（包括功率控制、传动链阻尼和塔架侧向阻尼）。图中表示 IPC 控制器的带阴影的部分在下面会详细展开。

假设下面的线性参数变化模型从三个叶片桨距角 θ_i、轴向叶片有效风速 w_i 到三个挥舞方向叶根弯矩 $M_{zi}(i=1,2,3)$ 描述了风力机的相关动态特性（可能包括基本控制器 C_{CPC} 和 C_G）。

$$\dot{x}(t) = A(\psi,p)x(t) + B(\psi,p)\theta(t) + E(\psi,p)w(t)$$
$$M_z(t) = C(\psi,p)x(t) + D(\psi,p)\theta(t) + F(\psi,p)w(t)$$

式中，ψ 是风轮方位角，$M_z = [M_{z1}, M_{z2}, M_{z3}]^T$，$\theta = [\theta_1, \theta_2, \theta_3]^T$，$w = [w_1, w_2, w_3]^T$。

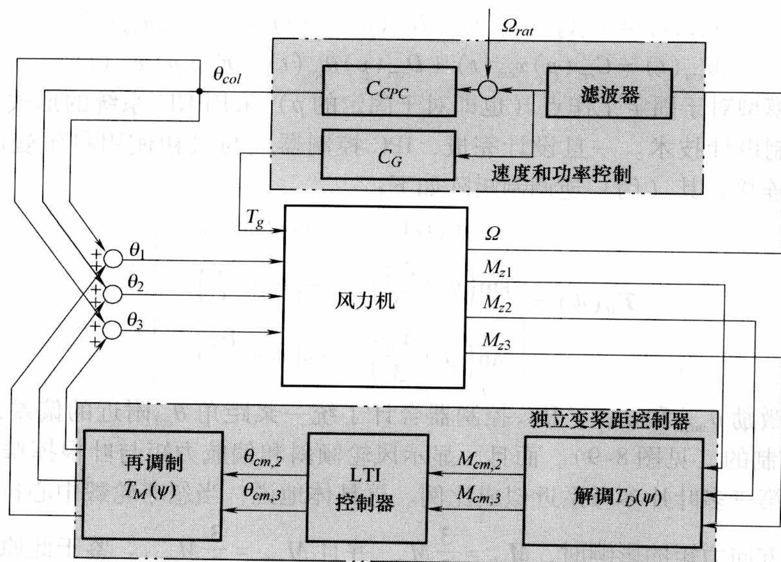


图 8-9　风力机独立变桨距控制

参数 $p=\{\Omega,\ \theta_{col},\ w_{ax}\}$定义了风力机的工作点，其中 $\theta_{col}=\frac{1}{3}(\theta_1+\theta_2+\theta_3)$是统一的叶片桨距角，$w_{ax}=\frac{1}{3}(w_1+w_2+w_3)$是有效风速驱动转矩。虽然在模型中没有明确表示，但参数 $\psi=\psi(t)$和 $p=p(t)$都是时间的函数。叶片有效风速 w_i是一个假设信号，以这样的方式定义，即其接近完整三维纵向湍流对三个叶片驱动力矩的影响 [van Engelen (2007)]。

对于固定工作点 $p(t)=p^*$，上述模型表示了周期系统，使得控制器的设计过程变得复杂。然而，将定义在旋转坐标系中的信号 M_z，θ 和 w (和状态 x) 转换到固定参考坐标系，可将此模型转换为线性时不变 (LTI) 系统。这一所谓的科尔曼 (Coleman) 变换基于以下矩阵：

$$T_D(\psi)=\frac{2}{3}\begin{bmatrix}\sin(\psi) & \sin\left(\psi+\frac{2\pi}{3}\right) & \sin\left(\psi+\frac{4\pi}{3}\right)\\ \cos(\psi) & \cos\left(\psi+\frac{2\pi}{3}\right) & \cos\left(\psi+\frac{4\pi}{3}\right)\end{bmatrix}$$

它可用于将旋转坐标系下定义的信号解调至非旋转多叶片坐标系下。

$$\begin{bmatrix}M_{cm,2} & \theta_{cm,2} & w_{cm,2}\\ M_{cm,3} & \theta_{cm,3} & w_{cm,3}\end{bmatrix}=T_D(\psi)\begin{bmatrix}M_{z,2} & \theta_2 & w_2\\ M_{z,3} & \theta_3 & w_3\end{bmatrix}$$

在参考文献 [van Engelen (2006) 和 Van Engelen (2007)] 中已指出，这种变换在非旋转坐标系中给出一种不取决于方位角的模型。

$$\dot{x}_{cm}(t)=A_{cm}(p)x_{cm}(t)+B_{cm}(p)\theta_{cm}(t)+E_{cm}(p)w_{cm}(t)$$
$$M_{cm}(t)=C_{cm}(p)x_{cm}(t)+D_{cm}(p)\theta_{cm}(t)+F_{cm}(p)w_{cm}(t)$$

这个模型对于固定工作点（也即对于固定的p）采用 LTI 系统的形式，可以使用常规控制设计技术。一旦设计完成，IPC 控制器应与最初使用科尔曼解调矩阵$\boldsymbol{T}_D$的系统连接，其（伪）逆调制矩阵如下：

$$\boldsymbol{T}_M(\psi)=\begin{bmatrix}\sin(\psi) & \cos(\psi)\\ \sin\left(\psi+\dfrac{2\pi}{3}\right) & \cos\left(\psi+\dfrac{2\pi}{3}\right)\\ \sin\left(\psi+\dfrac{4\pi}{3}\right) & \cos\left(\psi+\dfrac{4\pi}{3}\right)\end{bmatrix}$$

通过激励$\theta_{cm,2}$和$\theta_{cm,3}$，IPC 控制器合计了统一桨距角θ_{col}附近的偏差，θ_{col}是通过 CPC 控制的（见图 8-9）。而且，显示风轮倾斜和偏航力矩与叶根挥舞方向力矩的第二、第三多叶片参考系近似成比例。更具体地说，当忽略轮毂中心拉力、切变力和节距方向力矩的影响时，$M_{tilt}=\frac{3}{2}M_{cm,2}$并且$M_{yaw}=\frac{3}{2}M_{cm,3}$。鉴于此原因，输入信号的第二多叶片分量，$\theta_{cm,2}$和$w_{cm,2}$被称为倾斜定向分量（对风轮倾斜力矩具有较大影响），而$\theta_{cm,3}$和$w_{cm,3}$称为偏航定向分量。

最后应该指出，由于旋转风电场采样、塔架阴影和风切变，原始的叶片有效风速w_i包含旋转频率的多倍频分量，$1p$、$2p$ 等。这造成了叶根弯矩中相似的分量（np）。然而，在多叶片参考系中，这些w_i中的多倍频分量被解调为$w_{cm,2}$、$w_{cm,3}$中的$3np$倍频分量，导致在$M_{cm,2}$、$M_{cm,3}$出现$3p$、$6p$、$9p$ 等分量。更具体地说，M_z中的$1p$ 分量变换为静止$0p$ 倾斜和偏航力矩，M_z中的$2p$ 和$4p$ 倍频分量变成固定坐标系下的$3p$ 分量，$5p$ 和$7p$ 调制为$6p$，等等。有趣的是，在挥舞方向力矩中的$3np$分量抵消并对风轮力矩没有影响。对于卡尔曼变换影响的更多了解，可参考参考文献［van Engelen（2006）］。

因此，可通过减小静止（$0p$）风轮力矩$M_{cm,2}$、$M_{cm,3}$获得$1p$ 频率附近的叶片载荷降低。因为在低频时可忽略其耦合作用，一个具有双简化 I 补偿器的单输入单输出方法已足够：

$$\theta_{cm,2}=\frac{k_2}{s}F_{IPC}(s)M_{cm,2}$$
$$\theta_{cm,3}=\frac{k_3}{s}F_{IPC}(s)M_{cm,3}$$

式中，F_{IPC}（s）是一系列$3p$ 和$6p$ 频率附近的带阻滤波器，阻止M_{cm}中这些不必要分量的传播。同时也需要一个一阶塔架频率处的滤波器。注意到将得出常量$\theta_{cm,2}$、$\theta_{cm,3}$，在变换到旋转坐标系后，三个叶片桨距角在θ_{col}周围的周期性变化，并相移 120°：

$$\theta_i=\theta_{col}+\sin\left(\psi+\frac{(i-1)2\pi}{3}\right)\theta_{cm,2}+\cos\left(\psi+\frac{(i-1)2\pi}{3}\right)\theta_{cm,3}$$

可以选择控制器增益 k_2 和 k_3 来获得一些期望的增益裕量 m_g（例如 $m_g=2$）。相位裕量不能被 k_j 影响。为了计算增益，用 $T_j(s)(j=2,\ 3)$ 表示由 $\theta_{cm,j}$ 到 $M_{cm,j}$ 的传递函数，并且考虑开环传递函数：

$$L_j(s)=\frac{k_j}{s}F_{IPC}(s)T_j(s)$$

由于 $L(s)$ 在左半平面无极点（假设 T_j 的稳定性），一个标准奈奎斯特（Nyquist）稳定性分析指出 m_g 的增益裕量可通过选择 k_j 获得。

$$k_j=\frac{1}{m_g\left|L_j(w_{180^\circ})\right|}$$

式中，w_{180° 是这样的，$p=\{\Omega^*,\ \theta^*_{col},\ w^*_{ax}\}$。

以这种方式进行设计，IPC 控制器将仅在模型有效的工作点达到指定的设计标准。为了获得风力机在整个运行范围内的性能改善，可使用增益-调度方法。假设 IPC 仅在满载条件下有效，工作点由 θ_{col} 定义（静态地）。因此，IPC 控制器的增益可以作为统一桨距角的函数被调度，以开环传递函数的 DC 增益保持常数这样的方式。更具体地说，可以对 IPC 控制器 $C_{IPC}(s)$ 进行线性化设计，令模型 $T_j(s)$ 在工作点 $p=\{\Omega^*,\ \theta^*_{col},\ w^*_{ax}\}$，通过 θ^*_{col} 定义，并且令 $T^l_j(s)(l=1,\ 2,\ \cdots,\ L)$ 表示从 $\theta_{cm,j}$ 到 $M_{cm,j}$ 的动态过程，定义在具有相应 θ^l_{col} 的工作点。通过离线计算增益为

$$K^l_{gs,j}=\frac{T_j(0)}{T^l_j(0)}\qquad l=1,2,\cdots,L$$

可基于当前的统一桨距角 $\theta_{col}(t)$ 进行 IPC 控制器的增益调度：

$$j=\{l:l=1,2,\cdots,L,\theta^l_{col}\leqslant\theta_{col}(t)\leqslant\theta^{l+1}_{col}\}$$

$$\alpha_j(t)=\frac{\theta_{col}(t)-\theta^j_{col}}{\theta^{j+1}_{col}-\theta^j_{col}}$$

$$C_{IPC,j}(s)=(\alpha_j(t)K^{l+1}_{gs,j}+(1-\alpha_j(t))K^l_{gs,j})\frac{k_j}{s}F_{IPC}(s)$$

8.6　未来趋势

目前，不同的 IPC 算法被用于减小叶片载荷［Bossanyi（2003）；van Engelen（2006）］。虽然这些可以使得 $1p$ 叶片载荷大幅减小，但叶片的周期性变桨很容易达到变桨驱动器的速度极限。为了用 IPC 算法达到 $2p$、$3p$ 和更高的叶片载荷减小，需要一个有更宽带宽的变桨距驱动器［van Engelen（2006）］。

为了规避这一带宽约束，可以使用影响叶片局部气动特性的不同驱动机制，例如微机电平移标签和后缘襟翼。这些驱动设备有更宽的带宽，允许更高次的谐波控制（$2p$、$3p$ 等，叶片载荷降低）。

到目前为止，使用分布于叶片翼展范围内的传感器和驱动器获得疲劳载荷降低的问题获得的关注很少。在丹麦项目 AdapWing 的框架中，已经做了应用后缘控制来减小载荷的研究［Basualdo（2005）；Andersen 等（2006）；Buhl 等（2007）］。已经证明了（在理想化条件下）使用襟翼占据大约 1/3 叶片长度，结合局部挥舞方向偏差测量，可以获得高达 63% 的载荷降低［Andersen 等（2006）］。建议使用攻角作为控制器输入，可取获得更大的潜力［Buhl 等（2007）］。可以通过使用五孔皮托管来得到攻角测量。所谓的智能风轮叶片概念的证明由参考文献［van Wingerden 等（2008）］提出，其实验包括一个有弹性、非旋转的叶片，装备了叶根挥舞方向弯矩传感器（压电片）和后缘襟翼驱动器。

虽然这些最早的努力显示了很有前景的结果，但是在控制结构（最优）设计、局部控制环之间的稳定性和相互影响、更复杂（多变量）控制设计技术的使用、叶片之间的相互影响以及其他风力机部件对载荷的影响上，还需要进一步的研究。

8.7 参考文献

Andersen, P, Gaunaa, M, Bak, C and Buhl, T (2006), Load alleviation on wind turbine blades using variable airfoil geometry. *Proceedings of the European Wind Energy Conference and Exhibition (EWEC)*, 27 February–2 March, Athens, Greece.

Basualdo, S (2005), 'Load alleviation on wind turbine blades using variable airfoil geometry', *Wind Engineering*, 29(2), 169–82.

Bossanyi, E (2000), 'The design of closed loop controllers for wind turbines', *Wind Energy*, 3, 149–63.

Bossanyi, E (2003), 'Individual blade pitch control for load reduction', *Wind Energy*, 6, 119–28.

Bossanyi, E (2004), 'Developments in individual blade pitch control'. *Proceedings of special topic conference on 'the Science of Making Torque from Wind'*, April 2004, Delft, The Netherlands, pp. 486–97.

Buhl, T, Bak, C, Gaunaa, M and Andersen, P (2007), 'Load alleviation through adaptive trailing edge control surfaces: ADAPWING overview', *Proceedings of the European Wind Energy Conference and Exhibition (EWEC)*, 7–10 May, Milan, Italy, pp. 20–23.

Burton, T, Sharpe, D, Jenkins, N and Bossanyi, E (2001), *Handbook of Wind Energy*, John Wiley & Sons, Chichester.

Johnson, K, Fingersh, L, Balas, M and Pao, L (2004), 'Methods for increasing region 2 power capture on a variable speed HAWT', *Proceedings of the 23rd ASME Wind Energy Symposium*, 5–8 January, Reno, Nevada, pp. 103–113.

Kanev, S and van Engelen, T (2009), 'Wind turbine extreme gust control', *Wind Energy*, 13(1), 18–35.

Klaasen, K (1986), *Elektrotechnisch Meten* (in Dutch), Delftse Uitgevers Maatschappij B.V., Delft, The Netherlands

Larsen, T, Madsen, H and Thomsen, K (2005), 'Active load reduction using individual pitch, based on local blade flow measurements', *Wind Energy*, 8(1), 67–80.

Madsen, H (1991), *Aerodynamics of a horizontal-axis wind turbine in natural conditions*, Technical Report Risø-M-2903, Risø National Laboratory.

Østergaard, K, Brath, P and Stoustrup, J (2007), 'Estimation of effective wind speed', *Proceedings of the Conference on the Science of Making Torque from Wind*, 28–31 August, Lyngby, Denmark.

Pierik, J, Bauer, P and Zhou, Y (2008), *Wind Farm as Power Plant: Dynamic modelling studies*. Technical Report ECN-E-08-017, ECN Wind Energy, Petten, The Netherlands. Available from '*http://www.ecn.nl/docs/library/report/2008/e08017.pdf*

Schaak, P and van Engelen, T (2004), 'Torque control for variable speed wind turbines', *Proceedings of the European Wind Energy Conference and Exhibition* (*EWEC*), 22–25 November, London, UK.

van Engelen, T (2004), 'Dynamic inflow compensation for pitch controlled wind turbines', *Proceedings of the European Wind Energy Conference and Exhibition* (*EWEC*), 22–25 November, London, UK.

van Engelen, T (2006), 'Design model and load reduction assessment for multi-rotational mode individual pitch control (higher harmonics control)', *Proceedings of the European Wind Energy Conference and Exhibition* (*EWEC*), Athens, Greece. Available from *http://www.ecn.nl/publicaties/default.aspx?nr=ECN-RX-06-068*.

van Engelen, T (2007), 'Control design based on aerohydro-servo-elastic linear models from TURBU (ECN)', *Proceedings of the European Wind Energy Conference and Exhibition (EWEC)*, 7–10 May, Milan, Italy.

van Wingerden, J, Hulskamp A, Barlas, T, Marrant, B, van Kuik, G, Molenaar, D-P, *et al.* (2008), 'On the proof of concept of a 'smart' wind turbine rotor blade for load alleviation', *Wind Energy*, 11, 265–80.

Wernicke, J, Shadden, J, Kuhnt, S, Byars, R, Rhead, P and Damaschke, M (2004), 'Field experience of fibre optical strain sensors for providing real time load information from wind turbine blades during operation', *Proceedings of the European Wind Energy Conference and Exhibition* (*EWEC*), London, UK.

第9章　风力机塔架的设计、安装和维护

M. VELJKOVIC，Luleå理工大学，瑞典

M. FELDMANN，J. NAUMES，D. PAK，亚琛工业大学

（RWTH Aachen University），德国

L. SIMÕES DA SILVA，C. REBELO，Coimbra 大学，葡萄牙

摘要：通过增高塔架提高风力机将风能转换成电能的效率是目前的主要发展趋势。同时，也增加了塔架投资占总投资的比例。面对风电设备的激烈竞争，提高塔架连接部分的设计可以达到结构设计的优化是目前重要的研究方向。本文介绍了法兰连接的设计模型以及改造的可能性。

本文也简短地介绍了目前主要的塔架结构设计方案和重要的设计标准。

关键词：塔架，结构设计，法兰连接，改造，疲劳

9.1　引言

风能是最重要的可再生能源之一，风能利用过程中二氧化碳排放量非常低是其最重要的优点。风电站将风的动能转换成电能。过去的几年里，风电装机容量每年以30%的速度增长。全世界的风电装机容量从1996年的6GW增长到2008年的121GW，其中60%由欧洲经济合作与发展组织生产。

这种发展趋势需要更多的产能，比如可以建80m以上的塔架，安装4MW以上容量的风力机。因为高空区域风速比较高，可以安装更大容量的风力机。影响风速的原因很多，例如距离地面的高度，风电站的建设地点，而且风速每天每个季节都有较大变化，数十年来也存在着长期的变化，人们到现在还没能完全掌握其变化规律。

塔架的高度、风力机容量必须与维护费用、塔架制造费用一起综合考虑。塔架的投资一般为总投资的15%～20%。

大部分的风力机塔架为钢结构。近年来，许多公司发展了钢筋混凝土塔架，但是在一些地方受到生产成本因素的影响较为严重。这些因素主要包括运输费用，当地的建筑传统、价格，以及钢铁的供应。钢制塔架既可以作为钢混组合塔架的一部分（塔架的下部分为钢筋混凝土，上部分为钢制塔架），也可以作为独立的风力机塔架，比如桁架式塔架和圆筒式塔架。钢制塔架由于最常见，是本文研究的重点。

9.2　桁架式塔架

9.2.1　概述

桁架式塔架由于设计和结构简单，在以前是一种常用结构，即使现在对于 30m 高的塔架也有很多采用这种结构。但是桁架存在近看外观形象差，登塔维护不便等主要缺点。尽管桁架式塔架由于外观原因不久将会被淘汰，但是相比圆筒式塔架也有很多结构上的优势，比如，在使用同样多的钢材料时具有更强的弯曲柔韧性、更加灵活的供应链、更少的运输费用和较简单的风力机基础（见图 9-1）。

作为极端解决方案，桁架式塔架在 120m 以上高度的塔架解决方案中更具优势，因为桁架式塔架相对圆筒式塔架不受限于风力机基础直径的约束。

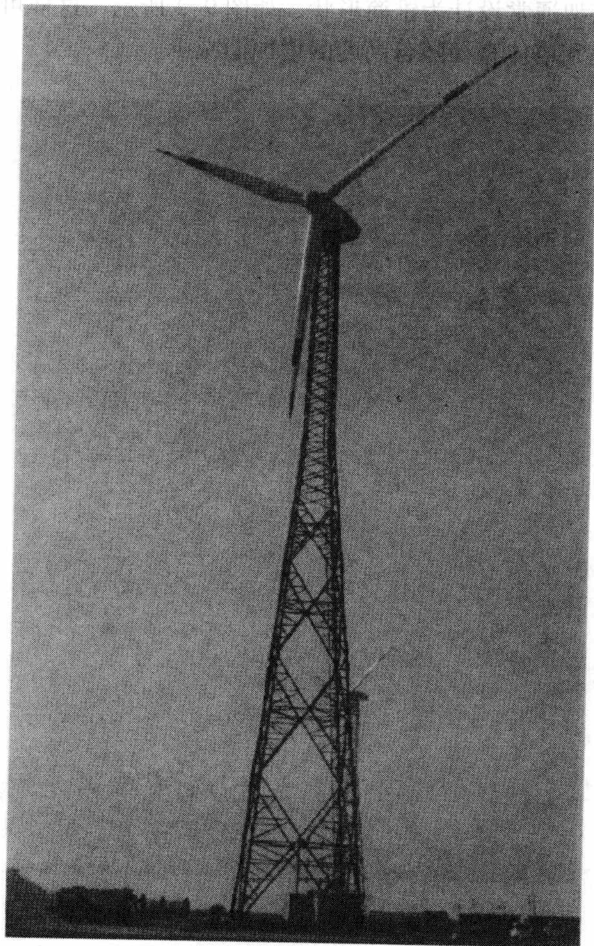


图 9-1　桁架式塔架（Marcus Klose 拍摄，德国劳氏船级社）

9.2.2 装配

桁架式塔架由预先热浸镀并装配好的部分组成，这些部分在建设地点通过螺栓连接，通过起重机吊装。桁架式塔架比圆筒式塔架更难组装，费用也高，复杂的地形也会增加安装的难度，因为必须要有组装架，底部通过螺栓安装在风力机基础上。

9.3 圆筒式塔架

大部分现有的圆筒式塔架为悬臂式，很少有拉索式的结构。后者主要应用在下风式风轮，这种情况下可以利用自身重量轻这个优势。拉索式塔架的基础造价高，而且在塔架周围拉索需要更大区域。

悬臂式钢管塔架通常设计为锥筒形状，如图9-2所示，这样可减轻钢材料的重量，钢材料的厚度和塔体直径随着高度的增加而减少。



图9-2 圆筒式塔架

9.3.1 塔架安装

塔架一般分成几个部分，运输到建设地点用螺栓进行连接组装（见第4章）。提前在钢铁加工车间加工好塔架的各个部分可以大大缩短现场安装时间，一般只需3~5天。运输原因限制了塔体底部的最大直径大约为4.5m，不同的国家差别较小。目前塔架的各个部分利用法兰盘连接，因此需要机械加工加厚的环，这种环要求很小的误差，因此是非常昂贵的部件。最近对自立塔架连接提出了一种可替代的解决方案：应用带长开槽的摩擦连接方式代替法兰连接。这种方案是在欧盟HISTWIN（风力机用高强度圆筒式塔架，2006-9）计划中提出来的。这种连接方式不易产生疲劳，造价低，使整个塔架的成本减少了10%。塔架连接的一个主要优点是：安装工作在塔架内部进行，所以所有的零部件都可以免受外界环境的影响。

9.3.2 短塔架

小容量的风力机一般都放置在短的塔架上，主要是个人用户使用，安装在一块较小的地方。塔架的结构可以使用桁架式、圆筒式、拉索式或者悬臂式。塔架从加工车间加工好，然后运到现场。

9.3.3 海上塔架

海上风电场是现在的研究热点。海上风电场相比陆地风电场有着更高的平均风速和较少的湍流。所有的塔架看起来就像在海平面上：风轮安装在大约100m高的圆筒式塔架上。然而，海上塔架的基础随着水深的不同而有所差异。基础作为支撑平台一般设计成固定式或者浮置式。最常见的是固定式基础，包括单桩固定式基础、重力固定式基础和三脚架固定式基础（IEC 61400-3）。基础结构的选择主要依据土壤条件、水深、风力机类型和安装费用。

单桩固定式基础是一个直径大约为4~6m焊接成的桩体，嵌入海床。无需整理海床是最大的优势，但是有水深的限制，一般为25~30m，超过这个深度，水上的塔架部分不稳定。

重力固定式基础适合于浅水区，最多为10m深。但是这种基础通常需要后装压舱物使结构稳定。主要优点是可以事先组装好然后运到安装地点作为一个整体安装。

30~60m的深水区支撑基础一般采用三脚架或四脚架固定式结构，四脚架固定式结构目前广泛应用在海上石油天然气的开采。

浮置式基础主要考虑应用在深水区，因为需要固定在海床上工作，固定式的结构应用在深水区时费用较高。浮置式结构的技术难点在于如何使波浪产生的运动更小，更好地耦合支撑结构和风力机来满足动静态稳定性要求。

由于海上风力发电的投资和维护成本大约是陆上发电的两倍，因此需要安装大容量的风力机，一般而言，大于5MW的机组是比较经济的。

海上风力机塔架的设计更为复杂，除了考虑风轮的动态载荷，还要考虑冬天寒冷气候下的波浪和冰冻的影响。

海上风电转换装置的安装也很复杂，不仅是气候的原因，还有大海的原因，比如海盐腐蚀。首先基础安装是最复杂的部分，塔架和机舱在岸上提前装配好，尽量使海上的工作量最少，安装更快，风轮叶片也要提前装配好。

9.4 风力机塔架上的载荷状况

载荷状况的定义与量度主要取决于风电场的风况。IEC（2005）中，按照风速和气流参数，定义了风力机等级，其中包含了大部分特殊风况下独立的实际应用。对于一种确定的风力机等级，全套设计工况就可以定义了，例如正常情况，故障工况，运输、安装和维护工况。在每种设计工况下需要考虑不同的载荷状况。对于每种载荷状况，需要分析最大载荷情况，不同材料强度、挠度以及稳定性，还要在疲劳强度分析中分析疲劳载荷（F）。

风力机塔架载荷的计算和应用分析是在风力机设计的时候应用先进的专用程序完成的。这种程序可以对载荷进行时域分析并考虑湍流特性、结构部件的动态特性以及风力机的运行过程。基于上述的分析，风力机生产商会提供对应塔架设计的载荷表，以不同塔架高度对应载荷的形式给出。

对于自立圆筒式塔架，风的剪切力和对应的弯矩通常是设计的依据。考虑到随着塔体高度增加，弯矩主要取决于剪切力，因此对应最大剪切力的载荷状态成为除接近塔顶的顶端部分的整个塔体设计的关键，因为此部分需要应用载荷状况引起最大的弯矩。

更多关于载荷状况的设计（DLC）可参照第 4 章的设计准则（GL WIND，2004）和第 7 章的电气技术标准（IEC，2005）。

9.4.1 塔架的疲劳载荷分析

基于时域上适当风速不同载荷情况下沿塔架各段的时间序列由数值仿真给出（Burton 等，2001）。为得到恰当的载荷进行疲劳分析，雨流（rainflow）算法和马尔可夫（Markov）矩阵被提出。但是这些矩阵中包含各段的平均值、载荷范围和循环次数，通常在进行疲劳计算时不是必要的。载荷周期与预设的载荷范围是结合在一起的，已经开发的疲劳载荷谱，表征马尔可夫矩阵中每个载荷范围的周期数。

通常为简化疲劳载荷量度，将疲劳载荷谱转换成等效损伤载荷范围 ΔR_e，这是一个恒定的载荷范围，在等效循环次数 N_e 情况下将产生与实际不同载荷范围 ΔR_i 及其对应循环周期 N_i 的疲劳载荷谱等量的损伤。等效载荷范围 ΔR_e 定义为（Hansen，2008）：

$$\Delta R_e = \left(\sum_{i=1}^{N} \frac{N_i \Delta R_i^m}{N_e} \right)^{\frac{1}{m}} \tag{9-1}$$

式中，N 为不同幅度范围的总和。根据 EN1993-1-9（CEN，2005），$N_e = 2 \times 10^6$，m 取 3 ~ 5 之间的值，通常 m 取 4。风力机制造商通常会提供 $N_e = 2 \times 10^8$ 的等效载荷范围。不过可以直接将等效载荷范围损伤转到 EN1993-1-9 中给出的参考值。

应用两个正交方向损伤等量原理时，可以结合得到合成等效弯矩来计算 EN1993-1-9 中给出的对应的等效疲劳应力范围 $\Delta\sigma_{S,\text{equ}}$。

9.4.2 设计要求

对于圆筒式塔架，最常见的失效标准是：由于极限载荷引起的屈曲失效和疲劳失效。根据 Burton 等（2001）对于变桨距风力机和低风速站点疲劳失效可能更为严重。因为，一方面变桨距机构增加了额定转速以上推力抖动，同时降低了静止时的载荷；另一方面，对比高风速站点，低风速的站点维持疲劳载荷谱时更容易产生低速极端阵风。开门处的应力集中处应当详细检查，这需要应用疲劳载荷来决定开口部分的设计。全焊透参考疲劳强度曲线，见详细类别 71，根据 EN1993-1-9。

1. 局部屈曲度

塔架设计的主要目标是塔筒厚度在保证稳定性的基础上尽可能的薄。假设没有任何缺陷的理想几何形状，圆筒式塔架轴向临界屈曲应力为

$$\sigma_{cr} = 0.605 \cdot C \cdot E \cdot \frac{t}{r} \tag{9-2}$$

式中，C 为外壳长度系数；E 为弹性模量；t 为墙厚；r 为塔筒半径。

实际中没有一种结构为理想几何体，半经验系数由轴向载荷和弯曲载荷确定（Eurocode3；CEN，2005）。对于轴向载荷为

当 $r/t < 212$

$$\alpha_0 = \frac{0.83}{\sqrt{1 + 0.01\frac{r}{t}}} \tag{9-3}$$

当 $r/t > 212$

$$\alpha_0 = \frac{0.70}{\sqrt{0.1 + 0.01\frac{r}{t}}} \tag{9-4}$$

对于弯曲载荷

$$\alpha_B = 0.1887 + 0.8113\alpha_0 \tag{9-5}$$

由这些因数可以得到最终强度为

当 $\alpha_B\sigma_{cr} > \dfrac{f_y}{2}$

$$\sigma_u = f_y \cdot \left[1 - 0.4123 \cdot \left(\frac{f_y}{\alpha_B\sigma_{cr}}\right)^{0.6}\right] \tag{9-6}$$

当 $\alpha_B\sigma_{cr} < \dfrac{f_y}{2}$

$$\sigma_u = 0.75\alpha_B\sigma_{cr} \tag{9-7}$$

2. 塔架特征频率

塔架的动态载荷包括周期载荷和随机载荷，周期载荷主要是由风轮旋转产生，

随机载荷主要是由湍流引起的。通过改变塔架的固有频率可以减小由于周期载荷引起的共振影响。

水平轴风力机风轮非常接近塔架，为了减小由于低速轴和机舱底盘引起的弯矩，风力机与塔架之间的距离设计得尽可能小。因此，最重要的周期载荷是当叶片转过塔架时引起的。叶片通过频率为风力机的转速与风轮上叶片数量的乘积，一般为三片。另一方面，由于风轮周期旋转引起的激励则显得很少，因为这将意味着转轮上每个叶片形状或重量上不同，这些都可以通过利用紧密度容限来避免。

为避免叶片通过频率或者旋转频率处较低范围内，推力振动引起的共振，塔架自身的最低固有频率应该调整使得不与这些频率重合。这些约束一般要求准确地检测塔架的质量和刚度，以确定是否满足最终极限状态设计。根据第一固有频率，塔架可以划分为（Burton 等，2001）：

1）柔软塔架，这种塔架的固有频率低于转轮旋转频率。

2）柔性塔架，这种塔架的固有频率介于转轮旋转频率与叶片通过频率之间。

3）刚性塔架，这种塔架的固有频率高于转轮旋转频率。

当增加塔架的高度，实现刚性塔架是不现实的。因为塔高与直径比越大，塔架的刚度越小，因此柔性塔架成为当前的解决方案。

当叶尖的速度与风速的比取一个恰当的比值——最佳叶尖速比时，风力机可以得到最大效率输出。当风速变化范围较大时，使用双速与变速风力机可以更大地提高效率。变速风力机相对于双速与定速的风力机有较大的优势（Hau，2006）。

对于双速运行的风力机，可以规定第一固有频率的约束范围来减少接近共振的动态振幅。考虑塔架的粘性阻尼量相对较小，大约小于主体的2%，而且高转速与低转速之比为1.5，第一固有频率应该约为高转速频率的2.6倍，第二固有频率应该大于旋转频率3.36倍，以使振幅因数在4以下。

对于三叶片的风力机，在上限与下限频率之间变速运行，当第一固有频率为上限旋转频率与三倍下限旋转频率之间时，动态振幅将会减小。对于双速运行，第二固有频率与高速频率最小比为3.36，使振幅系数小于4。

例如 Repower MM92 风力机，制造商给出的运行极限为0.13Hz 和0.25Hz，分别对应较低风轮速度与较高风轮速度。允许误差12.5%，塔架的第一固有频率应该在0.281～0.341Hz 之间，第二固有频率应该在0.85Hz 以上以减小动态振幅（见图9-3）。这种塔架的一个实验验证模型（HISTWIN，2010）的第一固有频率与第二固有频率分别为0.34Hz 与2.8Hz。

除了刚度和塔架的质量分布，固有频率还与基础的刚度以及周围土壤结构有关。图9-4可以看出80m 高风力机第一和第二固有频率与其安装处土壤的弹性系数 E_s 的关系。为确保整个结构的第一固有频率在允许的范围内，考虑基础与土壤的最小旋转刚度应该由风力机塔架设计者建立。这意味最小地下反应系数，必须通过充足的现场测试，例如 SPT、钻孔或者地震反射测试。

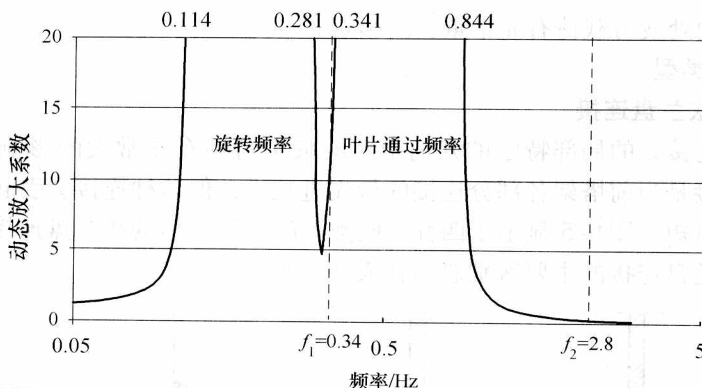


图 9-3　Repower MM 92 风力机（80m 高、4.3m 底部直径钢塔）的临界阻尼动态放大系数（%）和固有频率

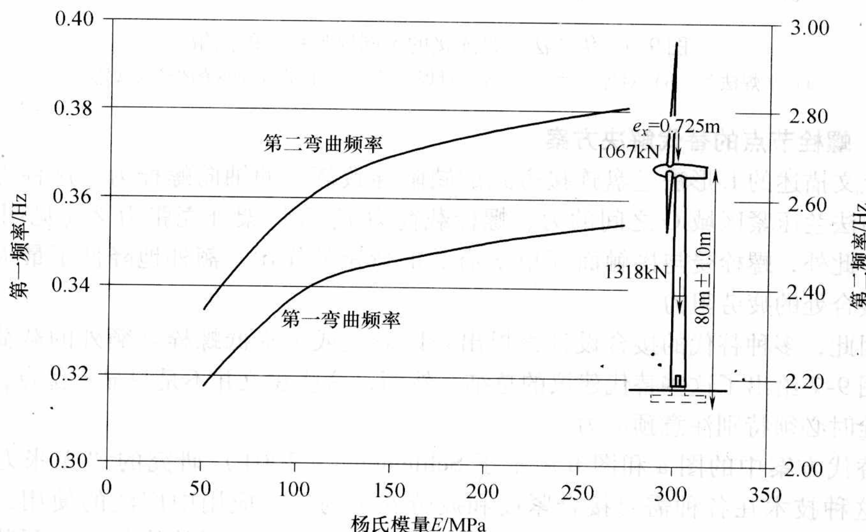


图 9-4　Repower MM 92 风力机塔架第一和第二固有频率与土壤弹性系数的关系

9.5　法兰盘连接

9.5.1　概述

螺栓法兰盘连接是风力机圆筒式塔架结构最常见的连接方式，因为这种方式在建造时可以快速的安装，当寿命结束时可以方便的拆卸，尤其是对于陆上风力机。

由于塔架存在比较高的疲劳载荷，整个寿命周期有 $10^8 \sim 10^9$ 个循环，所以必须特别的关注螺栓的疲劳阻力以及塔架外壳与法兰的焊接处。法兰的连接方式不

同，对上述两处疲劳载荷有非常重要的影响。

9.5.2 法兰类型

1. 传统法兰盘连接

法兰盘连接处的局部特定的几何形状对疲劳特性有非常大的影响。单边 L 形的法兰盘连接是当前塔架各部分连接的最先进技术，但这种连接会引起螺栓与外壳额外的局部弯矩。图 9-5 显示了四种不同类型的传统 L 形的法兰盘连接。这几种特别形式的法兰盘连接的主要区别总结在表 9-1 中。

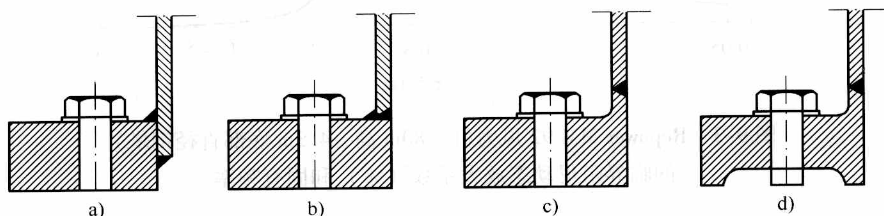


图 9-5 传统法兰盘连接的不同模型种类的图解

a）平焊法兰 b）对焊法兰 c）带颈对焊法兰 d）确定接触区的带颈对焊法兰

2. 螺栓节点的替代解决方案

上文描述的 L 形法兰盘连接方式的缺陷导致额外的轴向螺栓力，这种力简化来说与法兰压紧区域 C 之间的力、螺栓载荷力 F_s 和塔架外壳张力 Z（见图 9-6）有关。此外，螺栓受与接触面开角 φ 有关的弯矩的作用，额外地降低了最大载荷以及接合处的疲劳阻力。

因此，多种替代的接合设计被提出来以避免或者降低螺栓处额外的载荷和弯矩。图 9-7 给出了这些替代建议的总结。然而，这些建议并不是只显示优点，当存在暗栓时必须特别注意预应力。

替代方案中的图 a 和图 b 展示了 Schlemenat（2001）研究的“无张力”节点，这种技术在各种需要接合紧度和疲劳安全的工业应用中广泛的使用，例如蒸汽机。外壳的所有内部作用力通过接触力从一部分传到其他部分。预装的连接处的螺栓不再经受很大的额外轴向张力或者弯曲压力（Schlemenat 和 Burmann，2009）。在风力机圆筒式塔架上已经考虑应用无张力的接合技术，但是还没有实现。

图 9-7c 和 d 显示了偏心式的法兰系统来自 MECAL（1997），相比传统的法兰盘连接方式在螺栓载荷上更具优势。方案 c 的一个缺点是斜钻孔很难实现。对于方案 c 和 d 存在一个问题就是螺钉需要钻进暗孔，预应力是不确定的。然而，目前可能由于经济原因，这种风力机法兰的实现目前还没有发现应用（见 Jakubowski，2003）。图 9-7e 显示了一个摩擦接合方式，在 2006 ~ 2009 年 HISTWIN 的研究项目中被提出（见 Velskovic 等，2010）。

表 9-1 不同传统法兰盘连接类型的对照

(a) 平焊法兰	(b) 对焊法兰	(c) 带颈对焊法兰	(d) 确定接触区的带颈对焊法兰
自立钢筒式结构和发射塔的通常连接形式 (+) 生产成本低 (+) 由于法兰的几何形状和剩余压力类型导致的高的层状撕裂安全 (+) 无需连接准备 (-) 由于材料厚度不同很难焊接; 法兰侧焊接深度小 (-) 疲劳安全低; 具体类别为 40 (根据欧洲规范 3 第 1-9 部分) (+) 焊接检验只能采用表面检验技术	过去曾经是风力机圆筒式塔架的标准选择 (+) 生产成本低 (+) 比 (a) 具有更高的疲劳安全; 具体类别为 71 (根据欧洲规范 3 第 3-2 部分) (o) 容易制备 (塔架外壳侧; 可以在制作板切头时生产) (-) 由于材料厚度不同很难焊接; 法兰侧焊接深度小 (o) 通过多种检测技术找到内部和外部的瑕疵, 可以得到比较好的焊接质量。然而, 很难找到焊接根部的瑕疵	目前风力机圆筒式塔架标准局部连接 (+) 容易焊接; 塔架外壳与法兰颈部材料厚度相同, 可以使两边的结合处焊接深度相同 (+) 比 (a) 具有更高的疲劳安全; 具体类别为 71 (根据欧洲规范 3 第 1-9 部分) (+) 通过多种检测技术找到内部和外部的瑕疵, 可以得到比较好的焊接质量 (-) 相比 (a) 和 (b), 由于需要对法兰加工, 所以法兰生产成本要贵 30% (Seidel, 2001)	较少应用的节点; 法兰的每个连接部分的接触区需要加工 (+) 可得到确定的螺栓载荷函数 F_s (Z), 因为明确接触区定义 (+) 更加有利的螺栓载荷函数, 相比传统的全接触区法兰 (Schmidt 和 Neuper, 1997) (+) 塔架外壳与法兰颈部材料厚度相同, 可以使两边的结合处焊接深度相同 (+) 比 (a) 具有更高的疲劳安全; 具体类别为 71 (根据欧洲规范 3 第 1-9 部分) (+) 通过多种检测技术找到内部和外部的瑕疵, 可以得到比较好的焊接质量 (-) 相比 (a) 和 (b), 由于需要对法兰双面加工, 所以法兰生产成本要贵 45% (Seidel, 2001)

9.5.3　设计

1. 概述

风力机圆筒式塔架预装法兰盘的连接部分在弯曲状态下实际结构性能的分析测定是非常复杂的（见 Jakubowski 和 Schmidt，2005；Lehmann，2003；Schaumann 和 Seidel，2002）。目前最好的方法来解决所有再分配与载荷转移影响的 3D 结构是通过数字仿真。因此整个接合必须通过体积剖分离散化。然而，由于存在大量的接触面，这样的有限元仿真对于通常的塔架设计工作量太大。因此通常使用线段模型，允许简化和理想化相关的内部作用力，比如螺栓载荷（见图 9-8a）。这些部分模型的外壳张力 Z 可以通过轴向压力 σ_x 在外壳剖面区域 c 内的积分得到。

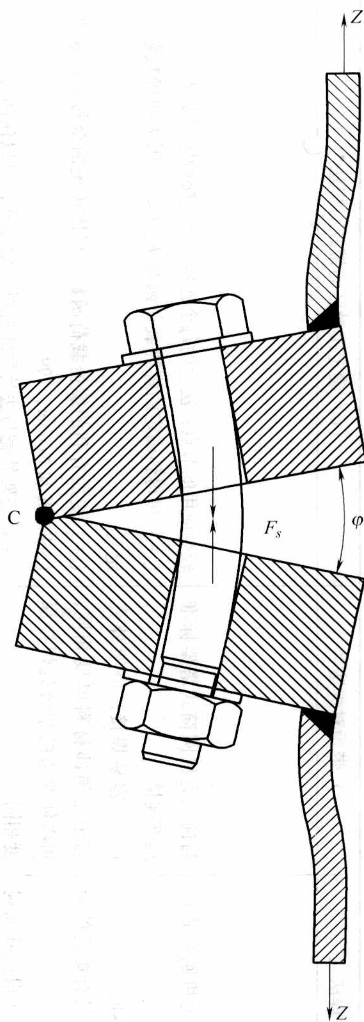


图 9-6　开角接合处示意图

通过简化的 2D 模型，最终的疲劳极限状态设计可以以一种更合理的方式实现。因此半径越小，法兰盘影响越大，这个现象得考虑进去。设计和检测的一般流程在 9.5.4 节和 9.5.5 节分别进行了介绍。

对于螺栓载荷的疲劳极限状态的确定非常的重要，它是根据外壳张力 Z 决定的。

预装螺栓的 L 形法兰盘连接的一般表现如下（见图 9-8b）：

1）对每个部分的受力 $Z \leqslant 0$，法兰区域处于压缩状态（固体夹具）具有反抛物面的形状（VDI230），并且螺栓载荷 F_s 几乎保持恒定维持在 F_v，因此 $F_s \approx F_v \approx$ 常数。

2）随着受力的增加并且 $Z \leqslant Z_1$，固体夹具开始沿着法兰边缘的方向移动，并且螺栓载荷 F_s 轻微增加。

3）随着张力增加到 Z_1 以上，固体夹具移动加快，法兰连接处开始张开，导致螺栓载荷 F_s 增加。

4）当每线段张力达到 Z_2 时，接触面保持在法兰边缘，并且纯边缘承受模型对应的连接处结构性能如图 9-6 所示。螺栓的载荷 F_s 随着外壳张力 Z 线性增加。

5）当达到螺栓的弹性极限（Z_3），螺栓载荷函数的斜率减小，同时由于螺栓的塑化作用连接处达到它的极限。

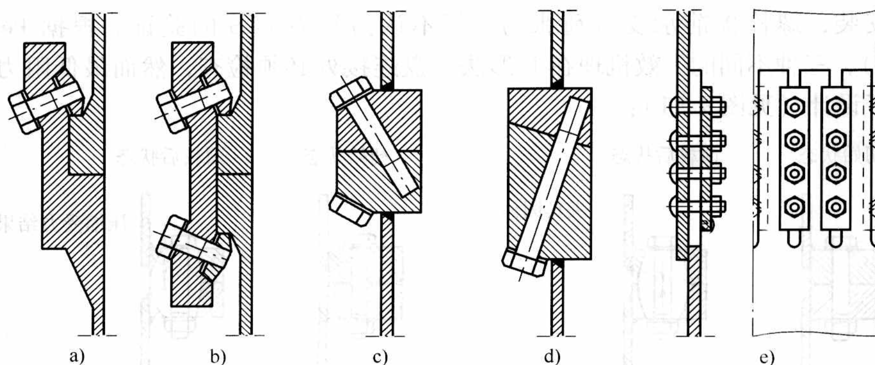


图9-7 现场每段连接处细节的几种替代建议

a)、b) 无张力接合 c)、d) 偏心式的接合 e) 摩擦接合

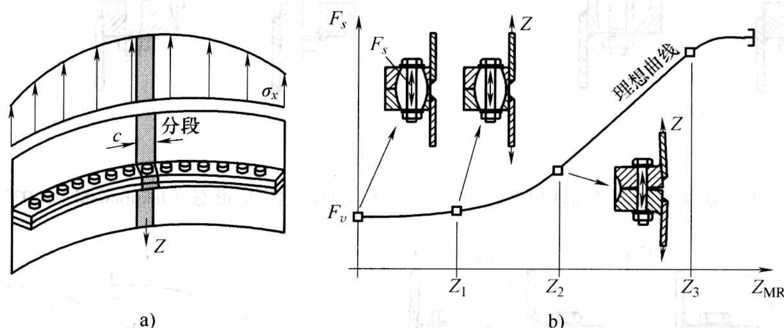


图9-8 L形法兰盘连接的分段模型

2. 法兰缺陷

制造过程产生的缺陷，例如法兰之间倾斜与空隙，这是不可避免的。这些缺陷很大地影响了涉及区域的螺栓内部实际载荷，因而影响了整个连接处的性能。图9-9显示了预装螺栓后由于不同缺陷的固态夹具的形态。

Jakubowski（2003）提出了下面三种在任何接合都可能存在的缺陷类型：

1）中心对称或者法兰侧有空隙的局部倾斜，见图9-9b。

2）中心对称或者管侧有空隙的局部倾斜，见9-9c。

3）局部平行空隙，见图9-9d。

局部倾斜和平行空隙缺陷对法兰连接处的极限和疲劳阻力的有害影响最大。图9-10显示这些缺陷对螺栓载荷的影响。螺栓载荷函数 $F_s(Z)$ 的变化很大程度增加了螺栓载荷变化范围 δF_s 和疲劳载荷，应该考虑这个事实来进行保守谨慎的设计。

9.5.4 最终极限状态

最终极限状态（ULS）的验证通常根据塑性铰理论。尽管法兰盘连接处的螺栓

提前安装，螺栓提前承受载荷张力，但不认为其为 ULS 的验证。根据 Petersen（1988），三种不同的失效机理在 L 形法兰盘连接处必须检查，然而最低阻力 $Z_{ult,i}$ 决定了设计（见图 9-11）：

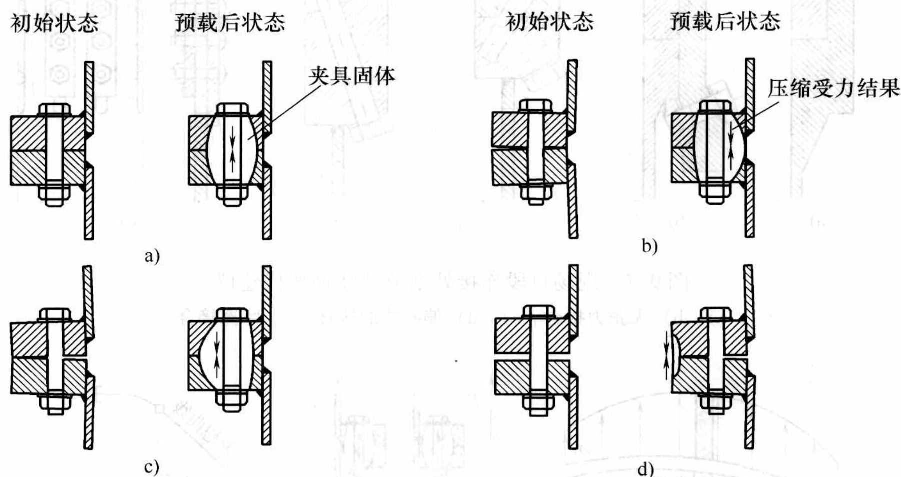


图　9-9

a）L 形法兰固态夹具的理想形态　b）~ d）不同的缺陷连接形态（Jakubowski，2003）

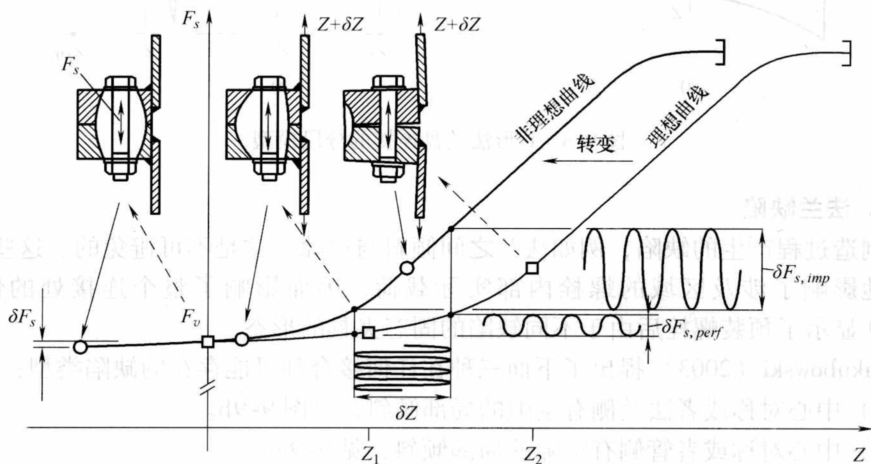


图 9-10　法兰缺陷对螺栓载荷函数的影响

1）螺栓屈缩，这种失效机理是主要的，如果法兰和外壳相对螺栓的刚度较大。分段最终阻值等于螺栓的张力阻值：

$$Z_{ult,1} = F_{t,Rd}$$

2）螺栓屈缩同时外壳塑性铰；这种失效模型最终的阻值：

$$Z_{ult,2} = \frac{F_{t,Rd} \cdot a + M_{pl,Rd,sh}}{a + b}$$

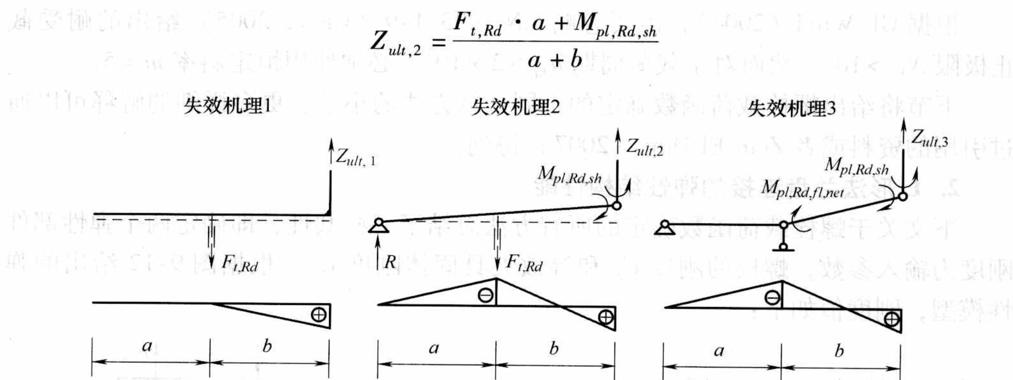


图 9-11　用于 L 形法兰连接极限阻值定义的塑性铰模型

3）外壳和法兰塑性铰；螺栓载荷保持低于它的抗拉力（$F_{s,Ed} < F_{t,Rd}$）。因此这种失效模式的最终阻值为

$$Z_{ult,3} = \frac{M_{pl,Rd,sh} + M_{pl,Rd,fl,net}}{b}$$

式中，Z_{ult}为分段最终抗拉力；$F_{s,Ed}$为螺栓载荷设计值；$F_{t,Rd}$为螺栓的设计抗拉力；$M_{pl,Rd,sh}$为外壳的塑性弯曲抗力设计；$M_{pl,Rd,fl,net}$为法兰除去螺栓孔的塑性弯曲抗力设计；a 为法兰边与螺栓轴之间的距离；b 为螺栓轴与外壳的距离。

9.5.5　疲劳极限状态

1. 概述

考虑高疲劳安全，应该设计为具有弹性的法兰盘连接，即螺栓连接处在相关疲劳周期时不应该打开，需要螺栓具有足够高的预载荷。疲劳极限状态可以通过传统的疲劳检查来认定。应力谱的范围 $\Delta\sigma_i$决定了塔架载荷函数，例如雨流矩阵。这样一来塔架外壳的弯矩 $M_{Ed,i}$与具体应力之间的非线性关系应该考虑在内，比如通过适当的计算方法来决定螺栓载荷函数（见图 9-10）。

其次，对每个应力范围 $\Delta\sigma_i$ 寿命周期 N_{Ri} 的设计计算要考虑具体的类别。评估通常需考虑累积损伤，根据 Palmgren- Miner（见 CEN，2005）：

$$D_D = \sum_i^n \frac{n_{Ei}}{N_{Ri}} \leqslant 1,0$$

式中，D_D为整个生命周期的损伤指数；n_{Ei} 为根据雨流矩阵的应力范围 $\Delta\sigma_i$ 的期望载荷周期；N_{Ri}为根据应力范围的详细的疲劳强度曲线得到的耐受周期（整个生命周期）；n 为考虑的应力范围数目。

依靠用于应力范围 $\Delta\sigma_i$确定的设计模型，不同详细类别可用于螺栓的疲劳估算。德国准则（DIBt- Ri，2004；GL Wind，2004）建议使用螺栓详细类别 36 *，如果应用简化方法确定螺栓载荷函数。如果模型考虑螺栓的弯矩，可以使用常规螺栓张力详细类别 50，根据 EN1993-1-9（CEN，2005）。

根据 GL Wind（2004），需要忽略 EN 1993-1-9（CEN，2005）给出的耐受截止极限 $N_{Ri} > 10^8$，然而对于载荷周期 $n_{Ei} > 2 \times 10^6$，必须使用恒定斜率 $m = 5$。

下节将给出螺栓载荷函数确定的不同计算方法的小结。更多详细的解释可以通过引用的资料或者 Zein El Dine（2007）得到。

2. L 形法兰盘连接的弹性结构性能

下文关于螺栓载荷函数确定的所有方法总结了一些共性，即确定两个弹性部件刚度为输入参数，螺栓的刚度 C_S 和等效夹具固体刚度 C_D。根据图 9-12 给出的弹性模型，刚度值如下：

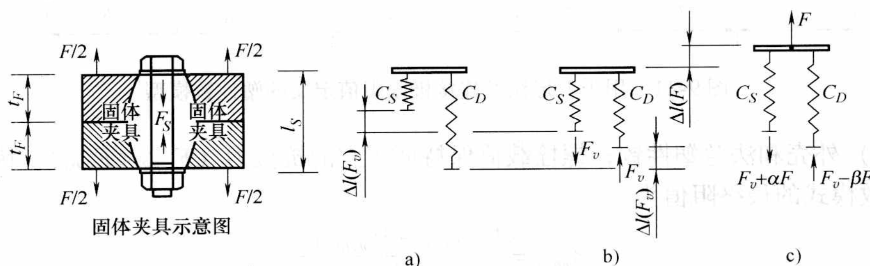


图 9-12 不同载荷下固体夹具的示意图（Zein El Dine，2007）

a）不加载模型 b）预加载弹性模型 c）外部载荷作用下的预加载弹性模型

$$C_S = \frac{1}{\int_0^{l_S} \frac{\bar{1}}{EA_S(x)} \mathrm{d}x}$$

$$C_D = \frac{1}{2 \cdot \int_0^{t_F} \frac{\bar{1}}{EA_D(x)} \mathrm{d}x}$$

式中，$A_S(x)$ 为沿螺栓轴向的螺栓横断面区域；$A_D(x)$ 为沿螺栓轴向的固体夹具横断面区域；l_S 为螺栓长度；t_F 为法兰厚度；$\bar{1}$ 为载荷单元。

确定 C_D 和 C_S 的准确计算流程可以从 VDI-Ri 2230（2003）得到。简化方法在 Seidel（2001）中给出。

图 9-13 给出了用于下面分段模型的尺寸。

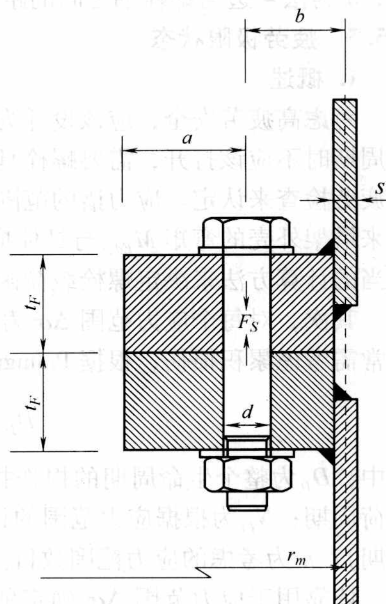


图 9-13 法兰尺寸

3. Petersen（1988）螺栓载荷函数

由 Petersen（1988）得到的简化的双线性模型是确定螺栓载荷广泛应用的方法，如图 9-14 所示。相比实际螺栓载荷函数，

这种假设比较保守，并且在第一段斜率范围内的安全侧可能由于法兰盘的缺陷当达到第二段斜率范围时并不安全，因为假定是理想弹性和纯边缘承受状态的完美连接。

另外，这种方法没有考虑螺栓的弯曲应力。因此，在不同的准则中推荐使用螺栓详细类别 36*。

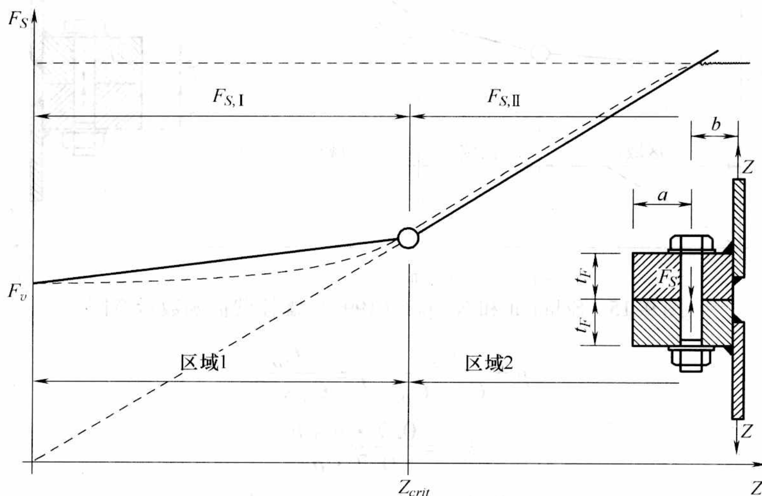


图 9-14 根据 Seidel（2001）的 Petersen 模型的螺栓载荷函数示意图

$$p = \frac{C_S}{C_S + C_D} \qquad q = \frac{C_D}{C_S + C_D}$$

$$\lambda = \frac{a + b}{a} \qquad Z_{krit} = \frac{F_v}{\lambda \cdot q}$$

$$F_{S,\mathrm{I}} = F_v + p \cdot \lambda \cdot Z$$

$$F_{S,\mathrm{II}} = \lambda \cdot Z$$

4. Schmidt 和 Neuper（1997）螺栓载荷函数

由 Schmidt 和 Neuper（1997）提出的三段线性模型是除了 Petersen 模型外最常用的螺栓载荷函数。由于函数（$F_{S,\mathrm{I}}$）的第一部分斜率很小（见图 9-15），这种方法对于较低外壳张力 Z，不比 Petersen 方法保守。该函数考虑了法兰连接的最后边缘承受状态（$F_{S,\mathrm{III}}$），并考虑了一些小的缺陷进行了修正。这种方法的极限根据如下比值给出：

$$\frac{a + b}{t_F} \leqslant 3$$

由于这种方法没有考虑螺栓的弯曲应力，在不同的准则中推荐使用详细类别 36*。

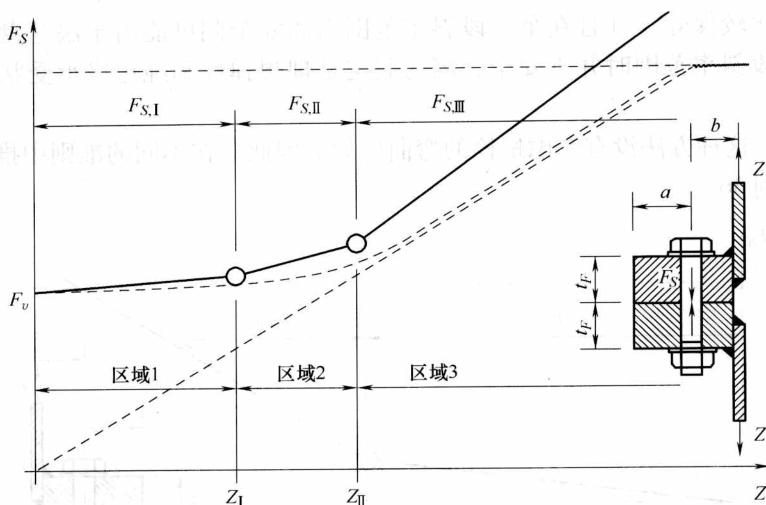


图 9-15 Schmidt 和 Neuper（1997）螺栓载荷函数示意图

$$p=\frac{C_S}{C_S+C_D},\quad q=\frac{C_D}{C_S+C_D}$$

$$\lambda^*=\frac{0.7\cdot a+b}{0.7\cdot a}$$

$$Z_\mathrm{I}=\frac{a-0.5\cdot b}{a+b}\cdot F_v,Z_\mathrm{II}=\frac{1}{\lambda^*\cdot q}\cdot F_v$$

$$F_{S,\mathrm{I}}=F_v+p\cdot Z$$

$$F_{S,\mathrm{II}}=F_v+p\cdot Z_\mathrm{I}+[\lambda^*\cdot Z_\mathrm{II}-(F_v+p\cdot Z_\mathrm{I})]\cdot\frac{Z-Z_\mathrm{I}}{Z_\mathrm{II}-Z_\mathrm{I}}$$

$$F_{S,\mathrm{III}}=\lambda^*\cdot Z$$

5. Faulhaber 和 Thomala（1987）螺栓载荷函数

Faulhaber 和 Thomala（1987）的圆形弧方法是与完美法兰盘连接的真实的螺栓载荷函数很接近的估计方法（见图 9-16）。函数的最后斜率与完美法兰的纯边缘承力相对应，当外壳处于高张力 Z 情况下时，这种方法会导致不安全的结果。这种方法的极限由比值 $\varphi_{en}a+b\leqslant D_{washer}+t_F$ 决定。

螺栓的弯曲应力仅仅考虑封闭的法兰连接处；因此，推荐使用详细类别 36*。

$$F_{S,\mathrm{I}}=\varphi_{en}\cdot Z+F_v$$

$$F_{S,\mathrm{II}}=F_v+n_k-\sqrt{r_k^{\,2}-(Z-m_k)^2}$$

$$F_{S,\mathrm{III}}=\frac{v+a}{v+s_{sym}}\cdot Z$$

输入值可以从 VDI-Ri 2230 查到。

6. Seidel（2001）螺栓载荷函数

允许额外的螺栓弯曲应力的确定的另一种方法是根据 Seidel（2001）的计算方

图 9-16　Faulhaber 和 Thomala（1987）螺栓载荷函数式示意图

案得出的。假定法兰是固定在法兰的交接处的粗短悬臂，对于预装的螺栓有统一的弯度曲线（见图 9-17）。由于外壳偏心张力 Z 的作用，悬臂变弯，这将导致在末端形成一个旋转角度 φ。螺栓的伸长部分，可以通过螺栓和悬臂轴之间的偏心度确定。而悬臂的厚度 b_c 随着空隙长度 l_{gap} 的变化不断地减小，直到系统达到平衡。

Seidel 方法应用的极限如下：

$$t \geqslant \sqrt[4]{\frac{8 \cdot a^2 \cdot b^2 \cdot A}{c \cdot (a+b)}}$$

图 9-17　Seidel（2001）的粗短悬臂方法

9.6　定期监测

定期监测是一种对整个结构、塔架和基础的专用的技术检查，应该由专门的技术专家来做。检测的间隔时间必须在塔架鉴定报告中确定，周期不应该超过两年（DIBt-Ri，2004；GL Wind，2004）。

考虑到最终的缺陷，塔架必须可控，因此覆盖埋入地下的部分必须打开清理，包括：

1）腐蚀：塔架外壳、法兰和螺栓。

2）裂缝：混凝土和焊接处。

3）螺栓预载荷。

4）脱离塔架允许的倾斜角。

5）要求覆盖的基础。

螺栓的预载荷至少可人工控制，不仅考虑松弛度，还得考虑预载荷的存在。然而，通过轻捶螺栓的听觉检测是一种恰当简单的方法来检测比较大的预载荷区别。松动和坏掉的螺栓必须换掉，替换掉的以及相邻螺栓的预载荷必须通过专门的方法检测，例如添加旋转角方法（见 EN 1090，CEN，2008）。

定期监测必须在检测报告中记录，并附在维护手册中。

9.6.1　法兰缺陷改造

诸如在“法兰缺陷”部分定义的法兰侧锥形化和平行空隙的缺陷等，可以使用衬板（见图 9-18）改造。衬板包可包括不同厚度的镀锌板或者不锈钢板。提供的板最大等级应达到 0.5mm（例如可以组合这些板得到 2mm、1mm 和 0.5mm 厚度的板）。接下来的工作步骤如下：

1）在有影响的区域和低预载荷的区域手工更换所有的螺栓。

2）装配衬板包。

3）应用预张力调整工具使螺栓完全预载荷达到 F_v。

4）通过适当方法改造六个月后需要对缺陷区域的螺栓预载荷重新调整，但不能直接进行，需确保不再沉降。

图 9-19 给出了衬板的形状和推荐尺寸。

衬板的长度：$l_{lp} \leqslant b_{fl}$

衬板的宽度：$w_{lp} \leqslant \dfrac{2 \cdot \pi \cdot (R - s - b_{fl})}{n_{bolts}} - 5\text{mm}$

切面宽度：$w_{cut} = d_h$，d_h 为栓孔直径

切面长度：$l_{cut} \leqslant l_{lp} - \left(a + \dfrac{d_h}{2}\right)$

所有尺寸以 mm 为单位；R、b_{fl}、s 和 a 的定义如图 9-18 所示。

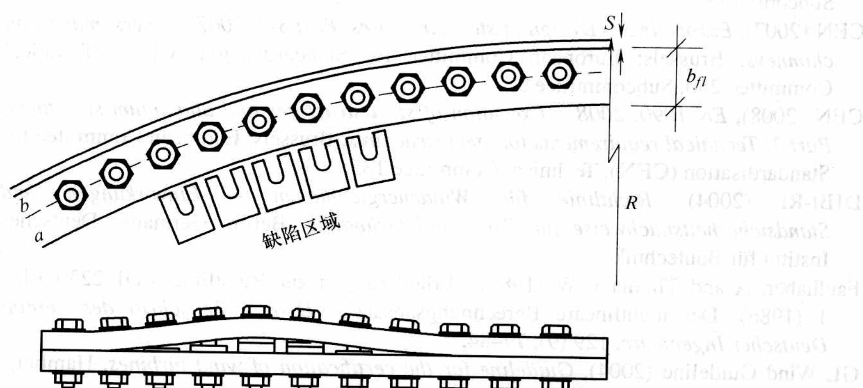


图 9-18　插入前的衬板包

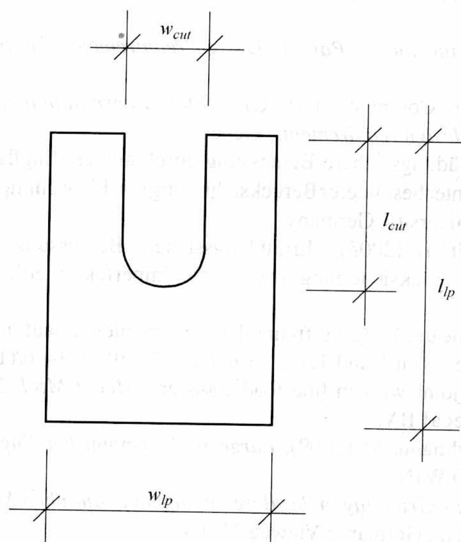


图 9-19　衬板的形状与推荐尺寸

安装时可采用同样的方法调整法兰缺陷。上述说明的方法可以在调研项目 HISTWIN 范围内核对，而且改造后可以几乎得到所有完美的螺栓力功能（见 Naumes 等，2009）。

9.7　参考文献

Burton, T, Sharpe, D, Jenkins, N and Bossanyi, E (2001), *Wind energy handbook*. Chichester: Wiley.

CEN (2005), *Eurocode 3 – Design of steel structures. Part 1-9, 2005: Fatigue*. Brussels: European Committee for Standardisation (CEN), Technical Committee 250,

Subcommittee 3.

CEN (2007), *Eurocode 3 – Design of steel structures. Part 3-2, 2007: Towers, masts and chimneys*. Brussels: European Committee for Standardisation (CEN), Technical Committee 250, Subcommittee 3.

CEN (2008), *EN 1090, 2008 – Execution of steel structures and aluminium structures. Part 2: Technical requirements for steel structures*. Brussels: European Committee for Standardisation (CEN), Technical Committee 135.

DIBt-Ri (2004), *Richtlinie für Windenergieanlagen – Einwirkungen und Standsicherheitsnachweise für Turm und Gründung*. Berlin, Germany: Deutsches Institut für Bautechnik.

Faulhaber, A and Thomala, W (1987), 'Erläuterungen zur Richtlinie VDI 2230 Blatt 1 (1986): Der nichtlineare Berechnungsansatz', *VDI-Z – Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure*, 129 (9), 79–84.

GL Wind Guideline (2004), *Guideline for the certification of wind turbines*. Hamburg, Germany: Germanischer Lloyd WindEnergie GmbH.

Hansen, M O L (2008), *Aerodynamics of wind turbines*. 2nd ed. UK: Earthscan.

Hau, E (2006), *Wind turbines – Fundamentals, technologies, application, economics*. Berlin: Springer

IEC 61400-3 (2009), *Wind turbines – Part 3: Design requirements for offshore wind turbines*, Geneve.

International Electrotechnical Commission (IEC) (2005), *International standard IEC 61400-1: Wind turbines, design requirements*. Geneva.

Jakubowski, A (2003), 'Ermüdungssichere Bemessung geschraubter Ringflanschstöße in turmartigen Stahlbauten unter besonderer Berücksichtigung von Flanschimperfektionen', Doctoral thesis, Essen University, Germany.

Jakubowski, A and Schmidt, H (2005), 'Ermüdungssichere Bemessung vorgespannte Ringflanschstöße unter Berücksichtigung von Flanschimperfektionen', *Stahlbau*, 74 (6), 452–61.

Lehmann, D (2003), 'Nichtlinearer Längskraft- und Biegemomentenverlauf in der Schraube vorgespannter L-Flansche – Teil 1 und Teil 2', *Stahlbau*, 72 (9), 653–66/(10), 734–43.

MECAL (1997), 'Flanged joint with in-line load transfer', *Mecal Mail*, Newsletter of engineering company Mecal BV.

Naumes, J, Pak, D and Feldmann, M (2009), *Large scale 4-point-bending tests*. RFCS Background Report HISTWIN.

Petersen, C (1988), *Stahlbau – Grundlagen der Berechnung und baulichen Ausbildung von Stahlbauten*. Braunschweig, Germany: Vieweg-Verlag.

Schaumann, P and Seidel, M (2002), 'Ermüdungsbeanspruchung geschraubter Ringflanschverbindungen bei Windenergieanlagen', *Stahlbau*, 71 (3), 204–11.

Schlemenat, A (2001), 'Kraft- und formschlüssig verspannen statt schrauben', *Erneuerbare Energien*, 11 (5), 36–40.

Schlemenat, A and Burmann, K (2009), 'Innovative connections for steam generators – Elimination of leakages and minimisation of assembly and idle times', *VGB PowerTech – International Journal for Electricity and Heat Generation*, 89, 49–57.

Schmidt, H and Neuper, M (1997), 'Zum elastostatischen Tragverhalten exzentrisch gezogener L-Stöße mit vorgespannten Schrauben', *Stahlbau*, 66 (3), 163–8.

Seidel, M (2001), 'Zur Bemessung geschraubter Ringflanschverbindungen von Windenergieanlagen', Doctoral thesis, Hannover University, Germany.

Veljkovic, M. et al (2010), 'High-strength steel tower for wind turbine, HISTWIN' Final Report RFSR-CT-2006-00031, Brussels: RFCS Publications, European Commission, to be published.

VDI-Ri 2230 (2003), *Systematic calculation of high duty bolted joints – Joints with one*

VDI-Ri 2230 (2003), *Systematic calculation of high duty bolted joints – Joints with one cylindrical bolt*. VDI-Gesellschaft, Fachbereich Konstruktion, Ausschuss Schraubenverbindungen.

Zein El Dine, S (2007), 'Ermüdungssicherheit der Schweißnähte an Ringflansch-verbindungen in turmartigen Stahlbauten', Doctoral thesis, Duisburg-Essen University, Germany.

第3部分 风能系统运行和维护、性能评估及优化

第10章 风能系统的可靠性、可维护性及运行和维护策略

I. Alsyouf，Linnaeus 大学，瑞典

摘要： 本章讨论风力发电系统的可靠性、运行和维护策略；检验系统工程在优化系统的可靠性、可支持性和可维护性等方面的作用；考虑各种维护方法和适当的维护措施在以合适成本提供安全可靠的能源供应中的作用。讨论了基于生命周期成本和使用相关的工作指标，选择符合成本效益的维护方法来识别和理解与风力发电系统有关的成本因素的重要性；之后，回顾了一些旨在提高风力发电系统的设计、生产、建设、运行和维护的工作成果；最后，讨论一些在风力发电系统的运行和维护等领域的未来发展趋势。

关键词： 可靠性，可维护性，可支持性，风力发电系统，维护方法

10.1 引言

风能系统的安全可靠运行取决于正确的设计、制造、施工、平稳运行，以及组成这些系统的部件的适当维护。可靠性和可维护性工程在风电场的生产能力和经济回报方面起关键作用。可靠性差将导致运行维护成本提高及由于风力机停机造成发电可利用率的降低，从而影响项目结果。一般来说，停机时间是系统可支持性和可维护性的函数。可靠性和可维护性工程尝试研究、表征、测量和分析系统的故障和修复，通过提高其设计寿命，消除或减少故障和安全风险的可能性，减少停机时间以增加可用作业时间等措施来改善系统运行使用情况。在本章中，我们提出并讨论有关优化风能系统的设计和施工的主要运行和维护的问题。首先，对“浴盆曲线概念”有基本介绍，接着讨论了在设计阶段考虑可靠性和可维护性的重要性，因为其对系统生命周期成本有影响。在这种情况下，可靠性做法包括“经典”的可靠性的方法，主要用于电气和机械部件的诸如故障模式影响与危害度分析

(FMECA)、事件序列分析和故障树分析（FTA）等方法。此外，回顾了结构的可靠性方法，如概率安全评价（PSA）和渐近的技术，称为第一阶和第二阶可靠性方法(FORM / SORM)，应用于结构组成（塔架，叶片，基础，轮毂）和安全系统（参见例如 Lange 和 Flint，2007；Seebregts 等，1995）。接下来，我们讨论了系统工程在优化系统有关可靠性、支持性和可维护性等方面的作用。随后，我们将介绍各种维护方法，并讨论适当的维护方法在提供安全可靠的能源供应中的作用。之后讨论了基于生命周期成本和使用相关的工作指标，选择符合成本效益的维修方法来识别和理解与风力发电系统有关的成本因素的重要性；然后展示一些旨在提高风力发电系统的设计、生产、建设、运行和维护的工作成果；最后，讨论了风力发电系统在运行和维护领域的未来发展趋势。

10.2 浴盆曲线概念

当系统出现故障，故障的原因通常可以追溯到一个故障部分或未能执行其原定功能的器件之间的相互作用。随时间和使用，器件会老化，当它们不再能实现其应有功能时就会出现故障。这类故障会导致停机和严重的安全和环境后果。在下面的章节中，我们讨论浴盆曲线理论。浴盆曲线可能是在可靠性领域最古老也最广为人知的理论（Sherwin 和 Bossche，1993）。浴盆曲线包括三个阶段，早期故障区间，这一阶段有下降的故障率，接着是正常寿命区间，被称为“使用寿命”，这一阶段有较低且相对稳定的故障率，最后是磨损期，表现为上升的故障率（见图 10-1）。

有必要对部件和系统做出区分。在这里，我们使用的风险率 $z(t)$ 代表一个部件的故障率，而我们使用整体故障发生率（ROCOF）来表示修复、维护系统的“故障率”。系统中的每个组件都有它的浴盆曲线。新的器件中会有一定比例的缺陷项，由于有相对较高的初始故障率，会使得 $z(t)$ 浴盆曲线在初始阶段产生下降的趋势。然而，曲线的这一部分，并不在实际应用中出现，因为制造和质量控制的最新进展都致力于消除所有的早期故障率。因此，在图 10-1，我们假设系统中的所有组件的使用寿命是从零时间开始定义。接着是一段恒定的 $z(t)$ 曲线，这时器件达到或接近其固有的随机平均故障率。最后，当机械装置的退化占据主导地位，曲线出现上升部分（见 Ireson 等，1995）。器件一般只有一种故障模式，并且可以在故障或更换后重新恢复到标准状态。

相比之下，系统故障有多种方式，对应于其组成器件的各种故障。一个由许多器件组成的系统的 ROCOF 是对所有器件的风险率求瞬时和得到（Sherwin 和 Bossche，1993）。

浴盆曲线在初始部分通常是下降的。这可以由设计错误，不合格的材料，制造方法、工序、质量控制的问题，装配失误，做工、安装质量问题或人为错误等原因造成。当这些问题在保修期（warranty period）内被修正后，系统开始进入使用寿

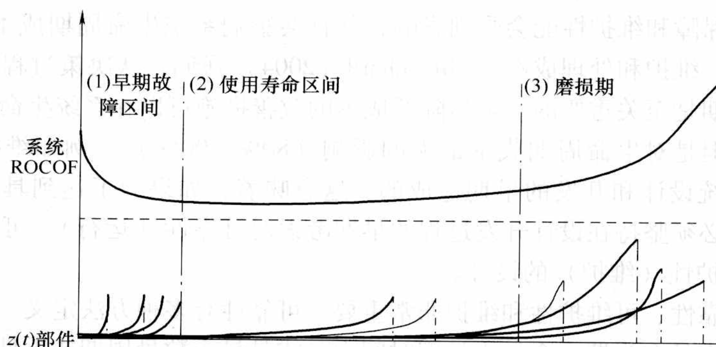


图10-1 系统的浴盆曲线（摘自 Sherwin 和 Bossche，1993）

命阶段。在此期间由于种种原因，故障都可能发生，如设计的安全系数低，遇到极端载荷（高于预期的随机应力），未探测到的缺陷，人为错误和自然故障。最后，当器件被长时间使用超过其设计寿命就开始出现故障。这些故障可能由于以下原因引起：摩擦损耗、老化损耗、缺乏维护、错误的检修、疲劳、侵蚀和蠕变，或可能是设计造成的短寿命部件（Dhillon，2006）。

当在各个阶段实施特定措施会使系统浴盆曲线的形状出现不同（Sherwin 和 Bossche，1993）。这就意味着，在原则上，以适当的代价就能减少早期故障期的初始问题，例如，可以选择合适的材料，使用设计完善的器件和质量过关的部件，并聘请技术娴熟的装配、安装、运行和维护人员。浴盆曲线的恒定值的降低，可以通过对系统关键部分进行正确的预防性维护来实现。最后，在磨损期，通常情况下故障会更频繁并且代价更昂贵。因此，应当考虑是选择用一个更好的系统代替旧的系统，还是彻底检修来延长使用寿命，对风力机而言其寿命一般为20~25年。Walford（2006）报告称风力机的设计寿命一般与主要器件的寿命相同。然而，有大量例子表明主要器件的寿命在实践中并没有达到要求。造成这一差异的原因包括：不恰当的设计假设，对真实运行环境的估计不足和生产质量控制因素。

10.3 可靠性和可维护性工程在风能系统中的作用

风能系统的维修费用已经使制造商遭受打击并将很快开始打击业主方，因为大（大于1MW）风力机的维护保修期即将到期。虽然预定的风力机的维护费用相对较低，但是计划外的维护将会削弱公司的底线（Teresa，2007）。降低产量与增加运行和维护成本会影响风能系统的生产能力。在设计和采集阶段，（即概念的初步设计和细节设计开发）作出的决定，会极大地影响系统的固有可靠性、可支持性和可维护性等方面，这反过来又影响 ROCOF、支持时间和保持时间。因此，运行

绩效、后勤保障和维护性能会受到影响，并且会影响系统生命周期成本（即生产、建设、运行、维护和处理成本）。Blanchard（2004）强调，从决策过程的开始就考虑到生命周期是至关重要的。虽然降低成本的改善措施可以在系统生命周期的任何阶段进行，但是对生命周期成本最大的影响（80%~90%）（例如维护和支持成本）是在系统设计和开发的早期造成的。这意味着，如果为了达到具有成本效益的结果，就必须坚持在设计开发过程的早期考虑对可靠性（运行）、可支持性（后勤）和可维护性（维护）的设计。

区分可靠性、可维护性和维护非常重要。可靠性有多种方法定义。最被广泛接受的定义为产品在为期一个最小长度时间内，或是最小数量周期或事件内，并在特定环境下，实现指定功能的能力（Ireson 等，1995）。可靠性工程，从设计和开发阶段开始，旨在选择最佳的折中设计方案，来平衡减少故障的成本代价和增强可靠性的价值（David，2001）。Dhillon（1999）阐明可维护性是指在产品设计和开发阶段采取的可以使维护更容易的措施，并且在实际应用中可以保障产品停机时间和生命周期支持成本最小化。维护，是指产品或系统的用户为使其保持或修复到一个可操作状态所采取的措施。

从图 10-2 中可以看出，系统的可用性可以用公式：正常运行时间/（正常运行时间 + 停机时间）计算，是平均故障时间、平均支持时间、平均修复时间的函数。可支持性和可维护性问题都是改善风电场可用性，即系统正常工作时间的重要因素。例如，最终为风力发电系统选定的维护和支持设施，在整个利用期间都会显著影响该系统的整体成本效益。至关重要的是，未来的风力发电系统设计和开发应当以利益相关者（如业主或风电场运营商，原始设备制造商（OEM），服务提供商）的需要来确定风力发电系统要求，并把其放在工作首位。这项任务应该在概念设计阶段的早期开展。另外，在新的设计中考虑基于系统生命周期各阶段经验，尤其是运行和维护阶段经验而得到的反馈信息是很重要的，如图 10-3 所示。

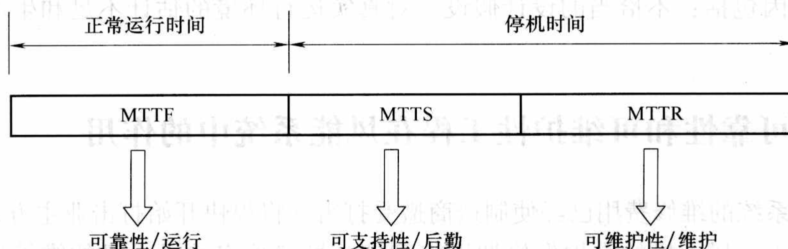


图 10-2　可靠性、可支持性和可维护性对系统可用性的影响

调查一个重要组成部件故障的根源原因是必不可少的，它有助于生产商确定这个问题是一个特例还是系统问题，如果是后者，则需要改造或重新设计（Walford，

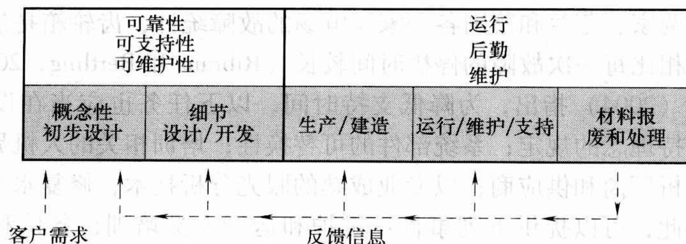


图 10-3　反馈信息在改善系统设计成本效益中的作用

2006）。因此，基于各利益相关者的需求，改善设计需要风电场所有者、运营者和维护者以及原始设备制造商之间更多的合作。

10.3.1　风能系统可靠性和可维护性方面

当设计风能系统时，可能会遇到各利益相关者持对立的立场，有多种意见不合甚至矛盾的情况。比如说，降低保修期内的维护开支可使生产商获得既得利益，保修期一般为期两年。而当风力机使用超出保修期后，需要所有者来支付维护费用。在 2005 年之前，风力机的购买者的采购决策一般仅取决于场地特征和价格，然而近年来的风力机短缺使可用性成为了选择供应商的关键因素（EWEA，2009）。因此，原始设备制造商对生命周期，即正常工作时间而不是机器本身承担了更多责任。风力机制造商现在为客户提供了一系列可选服务，其中包括可用性保障。这样的制造商在风能系统的早期规划和概念设计阶段就积极考虑了维护问题。

增加风电场运行经济性所需要解决的关键问题是维护需求的最小化和进出便利的最大化，后者对海上风电场来说非常重要。设计人员所面临的问题是，如何最好地平衡提升可靠性来使维护费用最小化（通常是通过在冗余系统或更大的设计空间上增加成本来实现）和系统为促进和增加维护能力的开销之间的关系（EWEA，2009）。维护设计，状态监测系统（CMS）设计，诊断仪器设计，维护数据采集系统设计，服务人员的安全设计，集成测量和控制系统设计，都是这个阶段早期应该被考虑的重要因素。

可靠性和维护支持元件的供应和购买任务在该阶段至关重要。这会影响 ROCOF、支持时间和维护时间（Blanchard，2004）。例如，为减少 ROCOF 的必要任务有：可靠性要求分析，可靠性建模与分析，可靠性预测，FMECA，事件序列分析和 FTA。另外，结构可靠性方法是重要的，如 PSA 和渐近技术，称作 FORM/SORM，这些方法被用于结构部件。因此，可以确定一个名单，包括系统关键部件和系统关键失效模式以及原因（EWEA，2009）。这些器件被认为是高风险部件，因为它们或者是“薄弱部件”，明确易发生故障的，或者是风力机运行所必需的，或者是价格昂贵并且修复耗时的。确定关键部件（例如齿轮箱、发电机、变流器和频繁发生故障的小部件）要求运行和维护工作人员将监测、培训、库存和物流工作直接投入到能提供最大收益的部分（Walford，2006）。例如，根据一项研究表

明，调查瑞典两家、芬兰和德国各一家风电场的故障统计，齿轮箱是最关键的，因为与其他部件相比每一次故障的停机时间较长（Ribrant 和 Bertling，2007）。

Blanchard（2004）指出，为降低支持时间，以下任务也应当在设计阶段予以考虑：运营支持理念的规定；系统部件的可替换性；培训相关的人机界面；以完善稳定的看法分析厂商和供应商；以专业成熟的眼光分析技术；修复水平分析；维护任务分析。因此，可以提供下列事件：维护和运行人员培训，备份和维修部件清单，技术文件，测试和支持设备及所需设施的规定。

为了改善可维护性，需要执行以下任务：系统维护概念界定；可维护性建模和分析；可维护性预测；故障诊断；人为因素和可达性分析；以可靠性为中心的维护（RCM）。由此，可以得到：预计的维护要求，维护人员和技能水平的要求（Blanchard，2004）。通常情况下，维护人员都善于采用有效的方式来执行例行任务，他们常常仅能从实践经验中获得对设备的理解。因此，他们的意见和建议应当被纳入常规持续改进的过程中（Walford，2006）。

尽管合理地遵循了国际公认的齿轮箱风力机设计标准，齿轮箱还是无法达到其设计寿命，并且正如 Musial 等（2007）引述的，大部分系统在其预期寿命结束前都需要大型整修。他们试图揭示齿轮箱故障的本质，并且发现大多数问题在本质上都是共通的。因此，对许多在风力机齿轮箱供应链中的利益相关者来说，有机会互相合作；不遵循公认的齿轮传动产业惯例，较差的制作工艺，并不是故障的主要原因。因此，有必要在设计过程中识别和纠正缺陷，大部分齿轮箱故障并不是由齿轮故障或齿轮齿缺陷引起的。现场故障的评估结果表明，有多达 10% 的齿轮箱故障属于与齿轮相关的生产异常和质量因素，但这不是问题的主要起因。大多数风力机齿轮箱故障源于轴承，尽管大部分齿轮箱已经在设计和开发上应用了现有最好的轴承设计实践方案。这意味着分析齿轮箱故障原因和调查齿轮问题的根源因素是很重要的。丹麦风电研究院（DWPA）在报告中列举出一些齿轮箱故障的原因（DWPA，2008）：

1）质量低劣的润滑油，导致非正常的自然磨损。

2）污油，油流受限和冷却器受阻。

3）粉尘和制动灰尘堵塞内部冷却器。

4）油位过低，使空气进入油泵。

5）油温过低，烧坏软管和冷却器或者破坏联轴器。

6）软管的机械磨损。

7）旁路阀故障。

8）弯曲的软管，限制油流。

9）处理问题时变化的标准参数。

10）报警完全失效。

11）忽略“过滤器阻塞”警报。

12）更换零件时错误的重组。

13）没有关闭油样阀，损坏齿轮箱。

14）持续未经检验的远程重新起动。

15）常态静止，缓慢导致轴承破损。

许多上文所讨论的齿轮箱问题可能是由于体制障碍，使得在设计、运行和维护风力机时，阻碍了沟通和反馈。因此，不同利益相关者的广泛合作是必需的，以此来整合设计过程的各部分，并且共享，以找出问题所在的信息。这里，我们建议将系统工程作为一种可以帮助解决这些问题的途径。

10.4 系统工程

制定具体业务及其目标的优化过程需要一个全面的解决方案。“整体的”一词，在Merriam-Webster字典（韦氏字典）中被定义为与整体或完整系统相关，而不是对局部进行剖析、处理。将这一原则应用到风力发电系统意味着，将生命周期内所有部件看作一个整体，并考虑它们之间的相互作用和冲突。过去几十年来积累的知识和经验，使得风能产业学会了通过使诸如研究人员、风力机生产商、齿轮设计者、轴承生产商和顾问等利益相关者一同合作，来改善负荷预测效果、设计、生产、运行和维护。然而，实现经济效率的最高水平是一个前所未有的挑战。因此，有必要集合大范围的利益相关者，包括研究人员，顾问，风轮叶片、轴承、齿轮箱、控制系统、发电机、铸件、塔架的制造商，风力机的所有者或运营商，服务提供或维护人员，每一方持有一部分解决方法以期提供一个安全平衡的风能系统。这意味着我们现在面对的，是有着多种矛盾制约，存在利益对立的局面。因此，我们需要一个可以揭示全局的解决方案。以符合成本效益的方式，实现利益相关者在预期的使用环境以及在系统计划寿命内，对功能、物理和运行表现的要求是非常重要的。因此，在这样的背景下，系统工程可以作为整体完备性规则，在各利益相关者的投入之间进行评估和平衡，生成一个有机的整体，而不是从单一利益相关者的角度来主导。

在下面的章节中，提出了一个关于系统工程的概述，并阐述了经过综合考虑整个生命周期的需求，系统工程在将运行和维护要求转化为完整的风能系统设计中的作用。美国国家航空航天局（NASA，2007）将一个系统定义为“可以一同工作以实现满足需求目的的元素的集合。这些元素包括所有硬件、软件、设施、人员、流程和为实现此目的所需的开发过程。”系统工程可以因个人的背景和经历不同而有多种定义。Buade（2000）介绍了关于系统工程的多种定义。例如，国际系统工程理事会（INCOSE，2004）将系统工程定义为“一个跨学科的方法和手段，使有成效的系统得以实现”。美国国家航空航天局（2007）将系统工程定义为“系统设计、创建和运行的强大方法”。该方法由一个自上而下，反复迭代的程序构成，程

序中包括需求分析，功能分析与分配，设计合成与验证，系统分析与控制。Blanchard（2004）阐明系统工程原理会影响性能、风险、成本和进度之间的平衡。具体来说，将会影响以下方面：

1）经过综合考虑整个生命周期需求（即开发、生产、测试和评估、部署、运营、支持、培训和配置），将公认的运行要求转化为完整的系统设计方案。

2）确保所有运行、功能和物理界面的协同性与完整性。确保系统定义和设计反映所有系统因素，例如硬件、软件、设施、人员和数据的要求。

3）表征和管理技术风险。

系统工程方法包括系统目标识别与量化，创立备选系统设计理念，备选方案的实现，最佳设计方案的选择与实施，证实设计的建立与整合的合理性，以及事后评估系统完成目标的情况（NASA，2007）。Blanchard（2004，29）更倾向于系统工程的这些定义，列举如下："应用科学与工程成果应用于：

1）通过包含定义、合成、分析、设计、测试与评估、验证的迭代过程，将运行需求转化为对系统性能参数与系统形态的描述。

2）整合相关技术参数，并确保所有物理、性能和程序界面的兼容性，在一定程度上优化了整体的定义和设计。

3）将可靠性、可维护性、可用性（人为因素）、安全性、可支持性（适用性）、易处理性和其他这类因素整合为总工程的成效，以满足成本、进度、技术性能指标。"

在设计系统的过程中，忽略系统任何部分的生命周期，都可能导致一系列负面结果，包括在极端情况下的失效。Maes 和 Faber（2008）报告称决策应与实际参与视作等同，尽管在现实中作为主要对手出现。了解游戏的规则，即（成功或验收）标准、系统、系统的边界、系统可能的结果以及这些因素如何受系统外界环境影响的，是制胜的关键。值得强调的是，因为这个原因，在实践中考虑到系统的识别/定义以及验收标准的界定的情况下，基于风险的决策中非常重要的一个部分是可能产生的结果和它们发生的概率。结构安全联合委员会（JCSS，2008，5）强调，"只有当一个完整的方法经过风险评估，才能确保将由不同因素间互相作用造成的重大风险解释清楚。"这种完整的方法意味着，在评估系统的风险时，详尽考虑了所有相关因素，即技术系统、自然、人员和组织之间的互相影响。在这里我们可以看到系统工程作为一个整体的方法学与其在提高决策有效性中的作用之间的关系。风险管理被认为是系统工程进程中的一个重要部分，其中有效的风险管理取决于是否定义明确的计划。

10.5 运行和维护的问题和策略

在本节中，我们将讨论一些适当的维护方法，以及适当的维护措施在提供安全

可靠的能源供应中的作用。

10.5.1　维护方法

一些维护方法，即策略和理念，已经被多方建议或实施。关于维护方法极其发展的深入讨论可以参考 Alsyouf（2009）。Jardine 和 Tsang（2006）展示了两个侧重于其他方面的补充方法，其中考虑到增加物理方面的正常运行时间，这两个方法是：

1）全面生产维护（TPM）：一个以人为中心的方法，已被证实可以成功优化设备效率和消除故障。该方法强烈重视人员以及诸如清洁、紧固、润滑等基本原则，以保证设备的良好状态。其重点是对磨损的早期检查，以避免服役期内失效。

2）可靠性为中心的维护（RCM）：一种以设备为中心的方法，该方法重视增强设备可靠性的设计。这是一种结构化方法，来确定实际的设备在其运行范围内的维护需求。

通常情况下，维护任务的目的是最大限度减少故障和由工业厂房、机械和设备故障所带来的后果。维护方法的分类如图 10-4 所示。

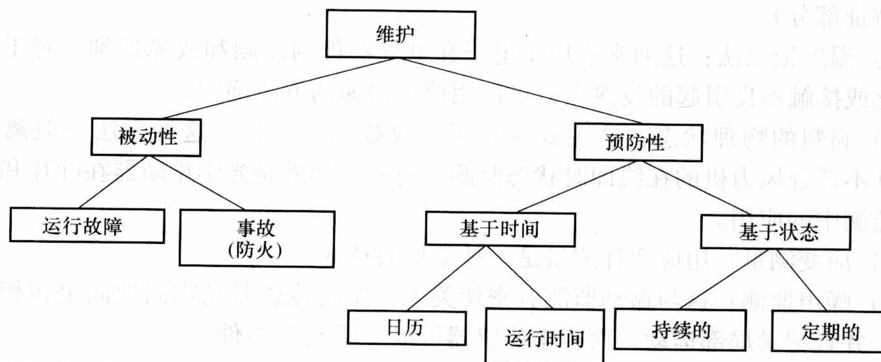


图 10-4　维护方法的分类

维护可被描述为“被动性”或者“预防性”。被动性方法也被称作“更正维护”，其下可分为两类。第一类是运行故障，此时故障仅有微小的影响。在这种情况下，我们所做的日常维护不外乎是基本的清洁或润滑。第二类是事故维护，此时，由于重要部件故障，需采取计划外的维护，而且我们需要迅速解决问题。这类故障应通过进行预防性维护来避免，因为可能会导致安全、环境和运行上的后果。

预防性维护被 Sherwin（2000）定义为“旨在防止故障或减轻其影响的任何工作。”可分为基于时间的维护和基于状态的维护（CBM）。前者指利用基于历史故障数据的统计模型，定期更换组件，后者指利用状态监测技术，对重要部件进行持续或定期的监测。CMB 在许多文献中还被描述为预测性维护。简而言之，就是指利用先进技术，以确定设备状态，并潜在地预测故障。有许多状态监测方法被用于

检测和诊断设备缺陷。它们包括但不仅限于以下技术：振动和声学测量，温度测量，磨屑分析，机械性能监测，以及利用人的感官（视觉、听觉、感觉、嗅觉，参见 Dunn，2000）。考虑到有缺陷存在，缺陷检测的可靠性随状态监测技术而不同。振动分析是最完善的技术。然而，噪声发射检测通常被认为对早期损坏检测更敏感（Fan 等，2005）。Tandon 和 Choudhury（1999）和 Tandon 等（2007）提供了一份详尽的关于滚动轴承缺陷检测中不同的振动和声学方法的回顾与比较。Dunn（2000）强调，需要对设备状态有一个全面的观点，以提高故障预测的准确性。这就要求有效整合各状态监测检查结果，包括状态监测技术应用，目测检查结果，定期“预防性”维护举措和设备性能监测。

Hameed 等（2009）总结了如下风力机应用的主要的状态监测技术：

1）振动分析：振动分析是最广为人知的应用于状态监测的技术。对风力机来说，这类监测适用于对齿轮箱的转轮和轴承、发电机的轴承和主轴承的监控。风力机振动监测技术与工作方法对于动态负载特性和低转速方面，与其他应用不同。

2）油样分析：这有两个目的，保障油的质量被部件和潮气污染和维护相关组件（特征部分）。

3）温度记录法：这通常应用于电子和电气器件的监测和故障识别。对于由器件老化或接触不良引起的发热点，可以用简单快速的方法确定。

4）材料的物理状态：这主要着重于裂纹检测与增长。这种方法一般离线应用，并不适合风力机的在线即时状态监测。有一个例外是光学熔断器在叶片和结构噪声监测中的应用。

5）应变测量：用应变计测量是一种常见的技术。

6）噪声监测：这与振动监测有密切关系。振动传感器是牢固地固定在相关器件上，并且记录局部运动，而声学传感器可以“听到”器件。

7）电气效应：有多种方法用来监测电力机械。蓄电池的阻抗是可以测量的。对中高压电网来说，许多技术是可行的，例如开关的放电测量和速度测量。敷设电缆的绝缘故障可以被监测。这类检测手段不直接影响风力机的运行。

8）过程参数：对风力机来说，基于过程参数的安全防护是惯例。然而，安全防护仍然很大程度上基于信号的检测水平和比较，当信号达到预设的限值时，就会立即起动报警。目前，更智能的基于参数估计和趋势预测的信号应用，对风力机来说仍不常用到。

9）性能监测：为了安全防护的目的，可利用功率、风速、风轮转速和叶片角度之间的关系，当出现较大偏差时，即会产生报警，为了防止误报警，通常报警阈值的检测范围比较大。因为涉及过程参数的估计，更多复杂的方法，包括趋势预测，都不常被使用。

10.5.2 维护措施的分类

基于一项在瑞典业内进行的调查（见 Alsyouf，2009），维护措施可按照经验分

类和描述如下：

1）被动性方法主要着重于紧急事件，安装新设备，利用机器的在制品库存来保障生产线运行和进行年度检修。

2）预防性方法的特点是，原始设备制造商（OEM）仅进行维护工作，并且根据失效数据，利用统计方法来对重要部件的寿命性能进行建模。

3）预测性方法的特点是，使用计算机化的维护和管理系统，在培训和提高人员的竞争力方面进行投资，利用状态监测技术，使用可靠性为中心的维护（RCM）所建议的方法，诸如故障分析，故障模式、影响与危害度分析（FMECA），以及统计建模。

4）诊断（专家系统）方法的特点是，使用远程及自动诊断技术。

5）自动化方法基于全面生产维护（TPM）的理念，主要依赖于测量全局设备有效性（OEE）。

6）精益生产方法着重于减少由诸如高备件存量和需要长时间修复机器等原因导致的损失。

7）主动性方法有如下实践方式：改善生产过程，根据以往经验来购买设备和选择供应商，启用跨职能小组解决生产问题，支持设计和改善生产过程的举措，利用公司内有效信息执行维护任务，并进行定期的、有计划的重要部件更换工作。

上述介绍的分类可视作评述风力发电系统的维护措施的基础（见 Alsyouf 和 El-Thalji，2008）。其中大部分措施都与风能产业相关。只有应答性方法和精益生产方法与该背景不相关。

然而，在所有情况下，决策者都需要从所有适用的维护方法中为每一个部件、模块或设备选择正确的策略。适当的维护策略的确立和实现可以使管理者避免过早更换部件的成本，保持稳定的生产能力，并防止系统及部件的性能退化（Alsyouf，2004）。

10.6 在可持续和有竞争力的能源供应中的成本效益维护

根据一份由美国桑迪亚国家实验室在 2006 年发表的报告显示，运行与维护（O&M）的累积成本会占据到风力机投资成本的 65%~90%。减少运行和维护成本的努力需由一个基于寿命周期成本（LCC）的全局方法开始，从而确定现行成本，并对这些成本及其驱动因素要有更好的理解，不能仅看到冰山一角。其中一些因素可能是风力发电项目共有的，而另一些会随选址不同而有区别。因此，利用正确的经济因素，可以估算出预期由生产力提高所带来的成本节约，与所需投资相比较，做出符合成本效益的决策。Al-Najjar 和 Alsyouf（2004）合作建立了一个模型，用来确定、监测和改善已实施的维护方法的经济影响，例如基于振动的维护。该模型也提供了一个可能，以确定资金投资的方向、原因和数量，并评判投资是否符合成本效益。

为了改善风电场的可靠性和安全性，并且降低运行和维护成本，需要采用整体性能指标来衡量风电场的性能，整体性能指标提供了持续改进所需的信息，即利用

定量和定性数据为综合维护措施的改进建立了坚实的基础。Alsyouf（2006）提出平衡记分卡框架，以评估维护对战略经营目标的贡献。使用这种框架，可以确认和计量使用有效的维护策略的因果关系，并且评估其对公司竞争力优势的影响。这需要有一个适合的整体性能测量系统来测量风能系统的性能，以便可以：

1）评估维护对战略运营目标的贡献。

2）确认实施中的维护策略的强项和弱点。

3）运用定量和定性数据为综合维护改进测量建立了坚实的基础。

此外，通过选择合适的性能测试方法，可能在早期阶段检测到偏差，并识别和追踪任何偏差的根源，从而实现符合成本效益和持续改进。

同时基于寿命周期成本和性能测试的评估，决策者可以选择正确的维护策略。例如，做出重要的决定，应该考虑到哪一类事件（失效，基于时间，基于状态）激发了哪一种维护措施（修复，更换或检查）。决策者需要选择正确的方法，即符合成本效益的措施。在实践中，决策应基于被论证过的意见，例如听从原始设备制造商（OEM）的推荐，或是引介类似于基于状态的维护的预防性维护计划。然而，这种流程虽可提高风电场的可靠性，但并不能保证提供一种符合成本效益的解决方案。因此，有必要帮助决策者选择正确的，即最符合成本效益的维护方法（Al-najjar 和 Alsyouf，2003）。El-Thalji 等（2009）讨论了在风能系统的设计、建造、运行和维护中使用寿命周期成本方法的重要性。他们开发了一种基于全局设备有效性（OEE）的运行和维护成本的评估模型，并展示了生命周期成本分析如何帮助决策者在风能系统生命周期的每一个阶段做出符合成本效益的决定。

10.7 为风力发电系统改进设计和建设的努力

本节介绍了关于风力发电系统维护措施综述性文献的部分结果。该结果基于一份 Alsyouf 和 El-Thalji（2008）所写的综述性文献。接下来是这份综述的主要结果，按照风力发电系统生命周期相关进程展开。

10.7.1 设计和开发

Kühn 等（1999）提出一个海上风电场的综合设计方案。作者讨论了未来风力机及其相关维护策略的三个概念上的方向：基本的风力机，一次性的风力机，先进控制的风力机。这几个方向表现了对于海上风力机所需特性的不同折中方案。各种适用于这些理念的维护测量可以通过蒙特卡罗仿真方法进行分析。结论是为此获得最佳设计方案，考虑机械设计而采取一种适应良好的维护策略是很重要的。

Bussel van 等（2001）讨论了将来海上风力机的设计修正需要。作者强调，需要一种有效的设计方案，通过以下手段来减少主要的维护成本并提高可用性，例如，改善访问方式，减少海上维护所需时间，减少维护的风力机设计，开发合适的维护策略进行服务和修复。

Bussel van 和 Zaaijer（2001）对荷兰海上风能变流器（DOWEC）项目的目标和结果进行了讨论。作者点评了超大型风力机不同设计应用的机遇和弊端。

Bussel（2002）对风力机的两种开发方法，经验证的技术方法和综合性设计方法之间的不同进行了讨论。作者强调，运用经验证的技术常被认为是海上应用技术的需要。然而，考虑到现行维护需求，这也许并非是最好的方法，有必要进行高可靠性规格的设计。

Teresa（2007）讨论了在设计风力机时考虑维护的重要性。作者阐述了维护成本怎样削弱了风能公司的底线。随着大型风力机（大于 1MW）开始超出维护保修期，维护和修复工作成为了业主更大的问题。另外还讨论了运行和维护部门所面临的一些困难和障碍。例如，维护或是重装一些机组的重要部件，如齿轮箱和发电机，是非常昂贵的。原因可以归结为较高价格的部件的替换，大型起重机的使用及运送，起重机的使用成本费用，以及其他造成比预期长的停机时间的问题。作者建议，这种情况可以通过在新的机器上安装机载起重机来避免。

10.7.2 生产和建设

Wood（2004）讨论了一些维护海上风电场的相关困难。他特别指出在生产和建设阶段质量控制较差的问题是迫使制造企业重新评估整个设计和改造的根本原因。报告称在风能系统中的技术故障，许多情况下，是由于制造问题、天气环境、由风能设备运输和存放方法导致的质量问题所共同引起的。

Robb（2005）提出并讨论了海上风能设备的施工过程和运行的安全性的当前状况。他强调，尽管这些风电场的运行可以远程监控，仍然有必要执行计划和计划外的维护任务。诸如员工从岸上登陆，夜间工作，搬运包括机械在内的大型物品，可能需要的潜水作业，火灾危险等行为都会对他们带来特殊风险，而逃生手段有限。需要强调实施适当的安全和业务准则的重要性，其中包括针对每个站点和员工培训的行为规范。

10.7.3 运行和维护

前面已经从多方面讨论了风力发电系统的运行和维护。在接下来的章节里，我们总结了目前讨论的主要问题，并将其按照 10.5.2 节所述的维护措施分类进行介绍：

1. 预防性

Iniyan 等（1996）研究并讨论了运行上的问题对风力发电系统性能的影响。作者分析了技术上的可行性，实际中的可行性，容量因数和一年内风力机发电机最大停机时间。他们发现，总停机时间在几个月范围内波动，主要取决于风速。因此，妥善规划维护任务可以改善系统的可用性。Besnard 等（2009）提出了一种海上风力发电系统的机会维护最优化模型。该模型利用风功率预测和更正维修操作的优势，在低成本下实现预防性维护。

2. 预测性

Caselitz 等（1997）对将状态监测系统（CMS）应用到海上风能技术中进行了讨论。作者提出了一种将 CMS 所需的硬件和软件拓展融入风能变流器技术中，以

实现预测性维护和修复测量的方法。该方法基于利用光纤技术进行 CMS 和海上风电场之间的数据交换。他们提出将故障预测数据纳入数据库，为海上风电场生成依赖于故障状态的维护和修复策略。

风力机产业尚属年轻，运行经验有限（Jefferies 等，1998）。叶片是风力机的一个重要并且昂贵的部件。作者探讨了规范化的双谱或双相干方法在风力机叶片状态监测方面的应用。报告指出，双相干状态监测可以在非常嘈杂的信号中成功地检测到机械微小的物理变化。

Wilkinson 和 Tavner（2004）研究了机械动力学和电机理论。作者试图将故障原因与整体传动系统中风轮动力学的可测影响联系起来。

Khan 等（2006）介绍了一个小规模风力机系统的状态监测仪器，数据采集系统和数据分析方法。Nilsson 和 Bertling（2007）提出一个对于单一陆上风电场的维护策略的生命周期分析。生命周期成本方法能用来比较可选择的维护策略。两个案例的研究表明，目前维护规划并不是最优化的，即有可能使维护更有效率。CMS 可以解决风力发电产业对于更好的维护管理和更高的可靠性的不断增长的需求。他们提议，作为今后的任务，研究如何在风力发电系统中结合 CMS 和 RCM。

Anon（2005a）讨论了使用正确的维护策略，即状态监测，对风力发电产能每千瓦时的成本的影响。论文论述了风力机中监测重要部件的状态的技术发展，即指机械部分和叶片。提议将连续自动化状态监测的实施作为与风力发电系统相关技术问题的解决方案。

3. 诊断（专家系统）

Albizu 等（2004）对小型水电站和风电场中的异步发电机的在线状态监测进行了讨论。作者强调在维护计划中利用在线诊断技术的重要性。Anon（2005b）报告中讨论了最新版本的 SKF 风力机 CMS，即 WinCon 2.0。WinCon 2.0 实时连续工作，它由一个智能监测单元，一个监督和分析系统，以及一个为工程师提供对系统远程访问的数据传输热线组成。

4. 自动化（TPM）

Krokoszinski（2003）导出一个依据计划内和计划外停机时间来量化风电场产能损失的数学模型。该模型是基于一个由 TPM 方法提出的总的全局设备有效性（OEE）方法。这些损失和风电场年收益的理论最大值相关。这种方法可以在任何投资决策前突出所需的运行和维护成本。

Tavner 等（2007）对利用分组的调查数据，来预测大型风力机的可靠性的实用方法进行了讨论。作者阐述了涡轮机设计，涡轮机配置，时间，天气以及可能的维护是如何影响所得到的结果的。

5. 主动式

Rademakers 等（2003）讨论了研发成果在获得一个对运行和维护问题更有条理的方法，以及风电场的维护策略优化方面的作用。作者强调为了通过研发成果得到更多的利

益，产业各方应当合作来收集和交换运行和维护数据。此外，仍需要通过研发来证明状态监测的附加价值，并且为预测部件的剩余寿命开发算法。另外，需要开发工具，以协助运营商在日常工作中，特别是海上风电场运营时，做出符合成本效益的决策。

Braam 等（2003）对一个符合成本效益的集成 CMS 是否能在实际中实现进行了调查。作者讨论了如何通过使用新算法进行数据处理来改善现有的状态监测技术。新算法同时基于状态监测数据，以及风力机已有的数据和信号。其中后者指的是，发电机和齿轮箱的温度，功率曲线的变化，变桨距和偏航速度变化趋势。

10.8 未来趋势

在下面的章节中，我们将讨论关于风能系统的运行和维护方面未来的发展趋势。

据欧洲风能协会（EWEA）公布的一份报告，在一个风电场中以年平均风速计算，每千瓦时的风力发电的平均成本估计约为 7c€/kWh（欧洲风能协会，2009 年）。据估计，风力机的运行和维护（O&M）成本约为每千瓦时生产总成本的 20%~25%，海上风电场的这项数据会更高些。据欧洲风能协会的推测，随着在近海投资的份额逐渐增加，至 2015 年市场的年风能的投资预计将稳定在大约 100 亿欧元。到 2030 年，在欧盟 27 国的年风能投资将达到近 200 亿欧元，其中 60% 的投资在海上风电场。对于陆上安装的风力机，能源生产指标通常是每年满载运行大约 2000 ~ 2500h。对于一个典型的海上安装的风力机，根据网站上所说，由于较高的海上风速，这一数字高达每年 4000h（Krohn 等，2009）。风能系统性能的经济效益高度依赖于先前已安装的风能系统的可靠性和可用性。对于海上风电场的情况，由于其交通不便的问题，维护和服务工作，对每千瓦时发电成本（CoE）相当大的影响。因此，我们更关注风力机的可靠性，运行和维护。事实上，已经尝试过不同的方法，以减少运行和维护费用，并已应用各种措施，使运行和维护活动的成本得到控制。由于这些活动须在此环境条件下进行，而且由于接近海上风电场较为困难，现在人们正努力识别风险，适应新的质量方法和调查使用新的技术解决方案，例如，远程状态监测和电子维护。

状态监测是一个有效的维护计划的必要组成部分。全面的维护计划提供风电场的各种子系统健康的诊断信息和可能发展成故障或严重故障的趋势，并通知警示维修人员。通常，我们可以使用风力机控制（SCADA）系统的基本运行数据，如温度、速度、液位、线路相位不平衡、电压等级及塔架振动等数据。近年来，更成熟的在线监测系统已经引进到风力机控制中。该技术最初是为工业领域应用中开发的技术。例如，振动监测是用来检测在轴承和齿轮传动装置的故障。同样，冲击脉冲或使用高频率、窄带宽振动传感器自动试验设备的音响系统，过去是用于检测结构传播脉冲的。这些系统是为特定组件构造的，需要大量的知识去选择最佳的传感器配置，还需开发可转译从传感器收集到的数据的算法。有许多智能方法（称为软

计算）用于诊断及预报的目的（见 Alsyouf 和 Alzoghoul，2009）。软计算是人工智能技术的集合，以人的思想为模型。软计算协同作用工作，旨在开发对不精确、不确定性的承受能力，以实现可追踪性、鲁棒性的近似和局部真理和低成本的解决方案（参见 Zadeh，1994；Mitra 等，2002）。软计算提供的智能处理技术，克服了硬计算技术（Cabrera 等，2009）中复杂和耗费时间的问题。

有几个软计算方法，如模糊逻辑、人工神经网络（ANN）、遗传算法（GA）和粗糙集。软计算技术广泛应用在“数据库知识发现”（KDD）过程，如图 10-5 所示。

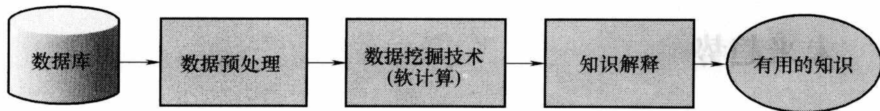


图 10-5　数据库知识发现的流程图

神经网络用于学习和曲线拟合。粗糙集用于处理不确定性，它们被广泛用于分类和规则生成。遗传算法主要用于各种优化和搜索过程中，例如查询优化和模板选择。另一方面，基于案例推理和决策树广泛用于解决数据挖掘问题，而模糊逻辑则处理不精确和不确定性问题（Zadeh，1994）。这些方法已被成功地应用于工业部门。然而，在风力发电系统中的应用需要做的事还很多。

以下部分显示的是风力发电系统领域的软计算应用的现有文献（见 Alsyouf 和 Alzoghoul，2009）的审查结果（有关运行和维护）：

1）由 Garcia 等（2006）提出的一种预测维护智能系统（SIMAP）软件及其功能。SIMAP 使用不同的智能方法，如人工神经网络（ANN）、模糊专家系统和支持预测性维护目的的模糊遗传算法。SIMAP 是能够进行在线状态监测，故障检测和诊断，检修计划和预测，并测量应用维护动作的成效。该软件已成功应用于监测风力机的齿轮箱的健康状况。此外，结果表明，应用人工智能方法能够实现预测性维护策略的目的。

2）集成的维护管理系统，Terology 集成模块化系统（SMIT），Fonseca 等（2008）介绍了其运用于可再生能源的一种方式。SMIT完成预测算法开发的集成化，如支持向量回归法（SVR）、自回归移动平均法（ARMA）和自回归综合移动平均法（ARIMA），随着信息系统和硬件本身，SMIT 可以通过客户端-服务器系统访问，它包括有用的模块，如故障诊断模块、非定期维修规划模块和通用的情况下维护模块，并且它具有添加更多的模块的设施。结果表明，SMIT 是一个维护管理功能强大的工具，可作为开发新成果的基础使用。

3）振动数据采集系统的设计与风力机的智能故障诊断系统，由 Dongxiang 等（2007）提出。对于风力机的故障的早期检测，小波神经网络（WNN）可用来预测振动趋势。此外，C 语言的集成生产系统（CLIPS）专家系统工具是用于诊断。结果表明，此系统对风力机振动故障诊断是有效的。

4）预测不同的风力机所产生的功率的人工神经网络的应用由 Li 等（2001）

提出。预测的发电量，可用于系统故障诊断。可以通过比较期望的发电量与预测的发电量实现。通过检测给定风速下的制造商给出的额定值，得出期望的发电量。如果预测的功率比期望的功率少，这是一个进行维修的预警指标。

5）一个波浪预报方法，基于人工神经网络由 Londhe 和 Panchang（2005）提出。波浪预报在规划海上风力发电系统的运行和维护（O&M）工作很有帮助。结果表明，人工神经网络能够良好地进行 6 ~ 12h 的波浪预测，可适度进行 18 ~ 24h 的波浪预测。

10.9　更多信息和建议的来源

想了解更多的关于主要专业团体和风能部门内的研究小组的其他信息，可登录一个实用的信息来源网站，欧洲风能研究院（EAWE）的网站 http：//www. iset. uni- kassel. de/eawe/partners/hannover. html。在该网站上可以链接到所有在欧洲的 EAWE 合作伙伴。另外一个来源是美国桑迪亚国家实验室（SNL）的网站 http：//www. sandia. gov/wind。

下面，我们列出所选择的参考资料，可从中获得有关维护工程和管理主题的进一步信息。

Dekker, R (1996), Applications of Maintenance Optimisation Models: A Review and Analysis, *Reliability Engineering and System Safety*, 51, 229–40.

Duffuaa, S, Campbell, J D and Raouf, A (1998), *Planning and Control of Maintenance Systems: Modelling and Analysis*, John Wiley, New York.

Ireson, W G Jr., Coombs, C F and Richard, Y M (1995), *Handbook of Reliability Engineering and Management*, second ed., McGraw-Hill.

Kelly, A (1998), *Maintenance Strategy*, Butterworth Heinemann, UK.

Mckone, K and Wiess, E (1998), TPM: planned and autonomous maintenance – bridging the gap between practice and research. *Production and Operations Management*, 7(4), 335–51.

Mann, L, Saxena, A and Knapp, G M (1995), Statistical-based or condition-based preventive maintenance? *Journal of Quality in Maintenance Engineering*, 1(1), 46–59.

Moubray, J (1991), *Reliability Centred Maintenance*, Butterworth Heinemann, Oxford, UK.

O'Connor, P D T (2002), *Practical Reliability Engineering*, fourth ed., Wiley, West Sussex, England.

Swanson, L (2001), Linking maintenance strategies to performance. *International Journal of Production Economics*, 70(3), 237–44.

Sherwin, D J (2000), A review of overall models for maintenance management, *Journal of Quality in Maintenance engineering*, 6(3), 138–64.

Tsang, A H C (2002), Strategic dimensions of maintenance management, *Journal of Quality in Maintenance Engineering*, 8(1), 7–39.

Vineyard, M, Amoako-Gyampah, K and Meredith, J (2000), An evaluation of maintenance policies for flexible manufacturing systems: a case study, *International Journal of operations and production management*, 20(4), 409–26.

Waeyenbergh, G and Pintelon, L (2002), A framework for maintenance concept development. *International Journal of Production Economics*, 77(3), 299–313.

Williams, J, Davies, A and Drake, P (1994), *Condition-Based Maintenance and Machine Diagnostics*, Chapman & Hall.

10.10 致谢

我想感谢写作本章时所阅读和使用的所有出版资料的作者。同时在这部分工作中也重新用到了我以前出版的资料，在此我也想感谢之前的合作者。

10.11 参考文献

Albizu, I, Tapia, A, Saenz, J, Mazon, A J and Zamora, I (2004), *On-Line Stator Winding Fault Diagnosis In Induction Generators For Renewable Generation*, IEEE MELECON, Dubrovnik, Croatia.

Al-Najjar, B and Alsyouf, I (2003), Selecting the most efficient maintenance approach using fuzzy multiple criteria decision making. *International Journal of Production Economics*, 83(3), 81–96.

Al-Najjar, B and Alsyouf, I (2004), Enhancing a company's profitability and competitiveness using integrated vibration-based maintenance: a case study. *European Journal of Operational Research*, 157, 643–57.

Alsyouf, I (2004), *Cost Effective Maintenance for Competitive Advantages*. PhD Thesis (Terotechnology), School of Industrial Engineering, Vaxjo University Press, Acta Wexionensia, Sweden, ISBN: 91-7636-401-1.

Alsyouf, I (2006), Measuring maintenance performance using a balanced scorecard approach. *Journal of Quality in Maintenance Engineering*, 12(2), 133–49.

Alsyouf, I and Alzghoul, A (2009), Soft computing applications in wind power systems: A review and analysis, *The European Offshore Wind Conference & Exhibition, Offshore Wind 2009*, Stockholm, 14–16 September.

Alsyouf, I and El-Thalji, I (2008), Maintenance practices in wind power systems: a review and analysis, *The European Wind Energy Conference & Exhibition Brussels Expo*, Belgium, 31 March–3 April 2008.

Alsyouf, I (2009), Maintenance practices in Swedish industries: Survey results. *International Journal of Production Economics*, 121, 212–23.

Anon (2005a), Managing the wind: Reducing kilowatt-hour costs with condition monitoring. Refocus.

Anon (2005b), Web based data access lower costs, Modern Power Systems October, 34.

Besnard, F, Patrikssont, M, Strombergt, A-B, Wojciechowskit, A and Bertling, L (2009), An optimization framework for opportunistic maintenance of offshore wind power system, *IEEE*, 1–7.

Blanchard, B (2004), *Logistics Engineering and Management*, Pearson Education International: Upper Saddle River, NJ.

Braam, H, Rademakers, L W M M and Verbruggen, T W (2003), CONMOW: condition monitoring for offshore wind farms, ECN-RX-03-036, *Presented at European Wind Energy Conference 2003*, Madrid, Spain, 16–19 June 2003.

Buade, D (2000), *The Engineering Design of Systems – Models and Methods*, Wiley series in systems engineering, John Wiley & Sons, Inc, USA.

Bussel, van G J W, Henderson, A R, Morgan, C A, Barthelmie, R, Argyriadis, K, Arena, A, Niklasson, G and Peltola, E (2001), State of the art and technology trends for offshore wind energy: operation and maintenance issues. Presented at the *EWEA special topic conference on Offshore Wind Energy*, Brussels, 10–12 December 2001.

Bussel, van G J W and Zaaijer, M B (2001), DOWEC concepts study, reliability, availability,

and maintenance aspects, *European Wind Energy Conference and Exhibition* (EWEC).

Bussel, van G J W (2002), Offshore wind energy, the reliability dilemma, *Proceedings of the World Wind Energy Conference*, Berlin, Germany, 2–6 July 2002.

Cabrera, I P, Cordero, P and Ojeda-Aciego, M (2009), Fuzzy Logic, Soft Computing, and Applications, *Lecture Notes in Computer Science, Bio-Inspired Systems: Computational and Ambient Intelligence*, 5517, 236–44.

Caselitz, P, Giebharht, J and Mevenkamp, M (1997), applications of condition monitoring systems in wind energy converters, *EWEC*.

DWPA. (2008), Technical training for the wind turbine industry, DWPA presentation at the workshop '*Drift och underhåll av Vindkraftvrk*' organised by Teknologisk Institut, 12 June 2009, Stockholm.

David, J S (2001), *Reliability, Maintainability and Risk: Practical Methods for Engineers* [including reliability centred maintenance safety-related systems], sixth ed., Oxford, Butterworth-Heinemann.

Dhillon, A S (2006), *Maintainability, Maintenance, and Reliability for Engineers*, CRC Press, Houston, Texas, USA.

Dhillon, A S (1999), *Engineering Maintainability: How to Design for Reliability and Easy Maintenance*, CRC Press, New York, USA.

Dongxiang, J, Liangyou, H, Yongshan, D and Qian, H (2007), *The Design of Vibration Data Acquisition and Intelligent Fault Diagnostic System for Wind Turbine*. Tsinghua University, Beijing 100084, China.

Dunn, Sandy (2000), Condition monitoring in the 21st century. The Plant Maintenance Resource Centre (*http://www.plant-maintenance.com/articles/ConMon21stCentury.shtml*).

El-Thalji, I, Alsyouf, I and Ronsten, G (2009), A model for assessing operation and maintenance cost adapted to wind farms in cold climate environment: based on Onshore and offshore case studies, *The European Offshore Wind Conference & Exhibition, Offshore Wind 2009*, Stockholm 14–16 September.

EWEA. (2009), Wind Energy – *The Facts: a Guide to the Technology, Economics and Future of Wind Energy*, London, Earth Scan.

Fan, Y E, Gu, F and Ball, A (2005), A comparative study of the vibration and acoustic emission techniques to detect early stage damage of rolling element bearings, *International Conference on Condition Monitoring*, Cambridge, UK, 18–21 July,

Fonseca, I, Farinha, T and Barbosa, F M (2008), On-condition maintenance of wind generators: from prediction algorithms to hardware for data acquisition and transmission 2008. *WSEAS transactions on circuits and systems*, 7(9), 909–18.

Garcia, M C, Sanz-Bobi, M A and Pico, J D (2006), SIMAP: Intelligent System for Predictive Maintenance: Application to the health condition monitoring of a wind turbine gearbox, Elsevier, *Computers in Industry*, 57(6), 552–68.

Hameed, Z, Hong, Y S, Cho, Y M, Ahn, S H and Song, C K (2009), Condition monitoring and fault detection of wind turbines and related algorithms: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, 1–39.

INCOSE (2004), *Systems Engineering Handbook: A 'What To' Guide For All SE Practitioners*, INCOSE-TP-2003-016-02, Version 2a, 1 June 2004, Technical Board International Council on Systems Engineering, INCOSE.

Iniyan, S, Suganthi, L and Jagadeesan, T R (1996), Fault analysis of wind turbine generators in India. *Renewable Energy*, 9(1–4), 772–75.

Ireson, G W, Coombs, C F and Moss, R Y (1995), *Handbook of Reliability Engineering and Management*, second ed., McGraw-Hill, New York, USA.

Jardine, A K S and Tsang, A H C (2006), *Maintenance, Replacement, and Reliability Theory and Application*, Taylor&Francis, USA.

Jefferies, W Q, Chambers, J A and Infield, D G (1998), Experience with bicoherence of electrical power for condition monitoring of wind turbine blades. *IEE Proceedings – Vision, Image and Signal Processing*, 145(3), 141–48.

JCSS (2008), Risk Assessment in Engineering – Principles, System Representation & Risk Criteria (*http://www.jcss.ethz.ch/publications/publications_background.html*).

Khan, M M, Iqbal, M T and Khan, F (2006), Reliability and condition monitoring of a wind turbine, *Electrical and Computer Engineering, Canadian Conference*, 1978–81.

Krohn, S, Morthorst, P-E and Awerbuch, S (2009), The Economics of Wind Energy, A report by the European Wind Energy Association.

Krokoszinski, H J (2003), Efficiency and effectiveness of wind farms – keys to cost optimized operation and maintenance, *Renewable Energy*, 28(14), 2165–78.

Kühn, M, Bierbooms, W, Bussel, G J W, Cockerill, T T, Harrison, R, Ferguson, M C, Goransson, B, Harland, L A, Vugts, J H and Wiecherink, R (1999), Towards a mature offshore wind energy technology – Guidelines from the Opi-OWECS Project, *Wind Energy*, 2, 25–58.

Lange, C H and Flint, A (2007), Structural reliability methods for improved designs against fatigue. *Proceedings – Annual Reliability and Maintainability Symposium IEEE*, 386–91.

Li, S, Wunsch, D C, O'Hair, E A and Giesselmann, M G (2001), Using neural networks to estimate wind turbine power generation. *IEEE Transactions on energy conversion*, 16(3), 276–82.

Londhe, S and Panchang, V (2005), One-day wave forecasts using buoy data and artificial neural networks, OCEANS, *Proceedings of MTS/IEEE*, 3, 2119–23.

Maes, M A and Faber, M H (2008), Utility, Preferences, and Risk Perception in Engineering Decision Making: Background Documents on Risk Assessment in Engineering, Joint Committee of Structural Safety (JCSS), Document #6, November 2008.

Mitra, S, Pal, S K and Mitra, P (2002), Data mining in soft computing framework: A survey. *Neural Networks, IEEE Transactions*, 13(1), 3–14.

Musial, W, Butterfield, S and McNiff, B (2007), Improving wind turbine gearbox reliability, an article by National Renewable Energy Laboratory. *Presented at the European Wind Energy Conference*, Milan, Italy.

NASA (2007), *NASA Systems Engineering Handbook*, NASA/SP-2007-610S Rev1.

Nilsson, J and Bertling, L (2007), Maintenance management of wind power systems using condition monitoring systems – lifecycle cost analysis for two case studies. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 22(1), 223–29.

Rademakers, L W M M, Braam, H and Verbruggen, T W (2003), R&D needs for O&M of wind turbines. ECN-RX-03-045.

Ribrant, J and Bertling, L (2007), 'Survey of failures in wind power systems with focus on Swedish wind power plants during 1997–2005', *IEEE transactions on energy conversion*, 22(1), 167–73.

Robb, D (2005), Wind energy at sea. *Refocus* March/April 2005.

Seebregts, A J, Rademakers, L W M M and van den Horn, B A (1995), 'Reliability analysis in wind turbine engineering', *Microelectronics Reliability*, 35(9–10), 1285–1307.

Sherwin, D J and Bossche, A (1993), *The Reliability, Availability and Productiveness of Systems*, Chapman & Hall, London, England.

Sherwin, D J (2000), A review of overall models for maintenance management. *Journal of Quality in Maintenance Engineering*, 6(3), 138–64.

Tandon, N and Choudhury, A (1999), A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings, *Tribology International*, 32, 469–80.

Tandon, N, Yadava, G S and Ramakrishna, K M (2007), A comparison of some condition monitoring techniques for the detection of defects in induction motor ball bearings,

Mechanical Systems and Signal Processing, 21, 244–56.

Tavner, P J, Xiang, J and Spinato, F (2007), Reliability analysis for wind turbines. *Wind Energy*, 10(1), 1–18.

Teresa, H (2007), 'Wind turbines: designing with maintenance in mind', *Power Engineering*, May 2007.

Walford, C A (2006), Wind turbine reliability: understanding and minimizing wind turbine operation and maintenance costs, Sandia National Laboratory, SAND2006-1100, Springfield, VA 22161.

Wilkinson, M R and Tavner, P J (2004), Extracting condition monitoring information from a wind turbine drive train, *Universities Power Engineering Conference (UPEC) 2004, 39th International*, 2, 591–94.

Wood, J (2004), Up and Running: as the Offshore Wind Industry Develops, It's Learning From Some Painful Experiences, *IEE Power Engineer*, August: 27–29.

Zadeh, L A (1994), Soft computing and fuzzy logic, *Software, IEEE*, 11(6), 48–56.

第 11 章　风力机状态监测系统及技术

J. GIEBHARDT，弗劳恩霍夫风能与能源系统技术研究所（IWES），德国

摘要：本章描述了大型陆上及海上风力机的状态监测及故障预警的主要方面，给出了状态监测所需测量量的概述。给出了数据处理及评估算法的示例。介绍了最相关的标准及技术规范。本章最后讨论了风力机状态监测未来的趋势。

关键词：状态监测，故障预警，频谱分析，算法，部件故障

11.1　引言

本章讨论了大型陆上及海上风力机的状态监测及故障预警的主要方面。本章所涉及的状态监测应理解为一种方法，可以对风力机部件中的故障状况进行观测，为风力机或风电场的运营商提供关于计划和组织维护、维修活动的信息。

由于目前状态监测系统（Condition Monitoring System，CMS）有多种商业化解决方案，所以本章将不会讨论硬件和软件的技术细节。这些信息可以从 CMS 制造商处获得，例如从其网络主页上。11.2 节给出了状态监测、故障预警及其测量中物理量的概述。11.3 节讨论了数据处理及评价算法。使用风力机主要部件中典型故障的示例，介绍了基于时间信号以及那些基于频谱分析和频域计算的算法。11.4 节给出了状态监测方面最相关的标准及技术规范。本章最后对风力机状态监测的未来挑战、发展和需求进行了展望。

11.2　状态监测的度量衡

为了实现在线状态监测及故障预警功能，需要可靠的传感器以及可进行连续（即在线）测试的数据采集设备。接下来的部分描述了测量所需的硬件。讨论了最常用类型传感器的测量原理及带宽、灵敏度等主要参数。表 11-1 显示了节选的最相关测量及各个传感器的基本需求。关于风力机状态监测所需测量的详细描述可见 Upwind-Report 2008 [1]。

表 11-1　状态监测的测量需求（节选）

测量量	单位	精确度	带宽	灵敏度	范围	信号类型
功率输出	kW	5%	0 ~ 2Hz	取决于风力机容量	-100kW ~ +20MW	模拟/数字
风速	m/s	5%	3Hz RR[1]	—	0 ~ 50m/s	脉冲
加速度	m/s^2	5%	0 ~ 20Hz	$2V/g$[2]	$\pm 2g$	模拟
振动	m/s^2	5%	3 ~ 20kHz	$100mV/g$	$\pm 20g$	模拟
转速	r/min 或 Hz	1%	3Hz RR	—	0 ~ 3000r/min	脉冲
轴位置角	度（°）	5%	3Hz RR	—	0° ~ 360°	模拟/脉冲/数字
油粒数	个	10%	1Hz RR	—	—	脉冲/数字
油电导率及 pH 值	S 和 pH	10%	1Hz RR	1V/Sm 500mV/pH	0 ~ 10Sm 0 ~ 14pH	模拟/数字

① RR：信号刷新速率，即每秒钟测试数据的数量。

② g：重力加速度常数 $g = 9.81m/s^2$。

11.2.1　功率和风速测量

风速及风力机功率输出的测量产生了有关整体状况的信息，并且用作对其他故障描述量分类的一种方法。对于状态监测中所用到的风速测量，可以使用风力机自有的风速计。有功功率输出的测量可以使用商业化的功率传感器。典型的风速计的输出是一个脉冲信号，脉冲频率与风速成正比。通过测量风速计的脉冲频率，并根据风速计的特性计算风速，可得到有关数值。功率传感器的输出信号通过电压或者电流环信号表示，通过所使用的 CMS 的模数转换输入进行测量。

11.2.2　机舱振动测量

机舱振动可用来间接监测风轮状况。这其中用到的测量是与风轮主轴相关的机舱横向和轴向振动。图 11-1 给出了用于测量水平轴风力机机舱振动的典型的传感器配置。由于风轮引起的机舱振动频率非常低（通常为 0.1 ~ 10Hz），因此加速度传感器必须能够测量从 0Hz（直流）至最大约 20Hz 的带宽。这很好地覆盖了风轮状态监测数据分析所需要的频带。关于状态监测更详细的技术规范，见表 11-1。

风能变换器中的机舱可实现与风轮状态监测和故障预警相关的三种振动模式：垂直于风轮轴向、风轮轴向及塔架竖直方向上的扭转。这些模式如图 11-1 所示（见箭头）。为了监测这些振动，需要三个加速度传感器。图 11-1 中传感器 3 在轴向灵敏（相对于风轮轴）。传感器 2 和传感器 4 在垂直于风轮轴的方向上灵敏。传感器 1 是一个感应式测距传感器。当一个叶片在垂直正上方位置时，该传感器给出风轮绝对位置的参考信号。这个正上方的叶片定义为叶片 1。风轮位置信息可用来计算相位信息，并帮助探测风轮的质量不平衡与气动不对称故障。

加速度传感器提供一个电压输出信号，并连接至 CMS 相应的模拟输入通道。在进行模数转换之前，信号需要通过一个合适的低通滤波器，以应用基于频谱分析的算法。然后数字化的数值包含了机舱所有相关振动频率的信息，从而可以执行风

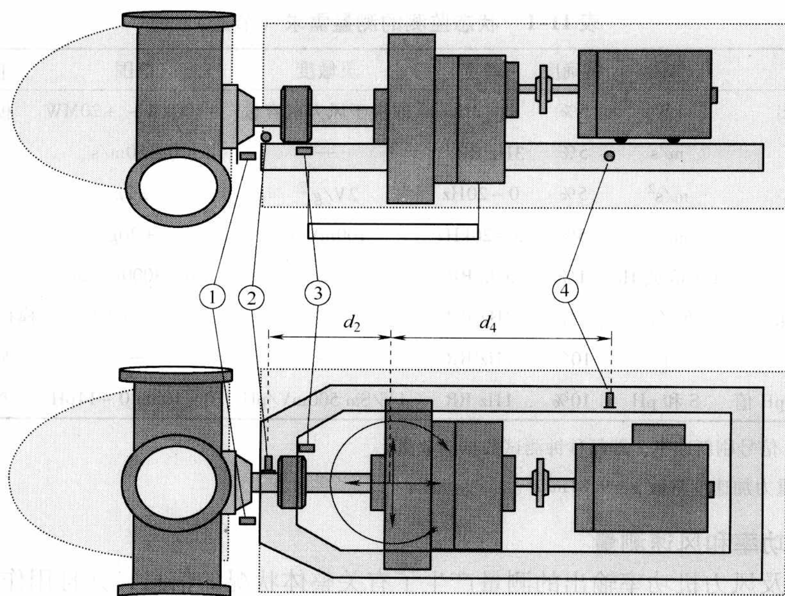


图 11-1 机舱低频振动测量使用加速度传感器的配置

轮状态监测任务。

11.2.3 振动

振动测量用来评估轴承和齿轮的状况。为此，需要使用压电式振动传感器。这种传感器能够测量频率范围 3Hz~20kHz 的机械振动。很多文献中给出了轴承和齿轮状态监测的详细信息，例如 Final Public Report of the EC Project（2006）[2]。表 11-1 中给出了振动测量的技术要求。

11.2.4 轴转速及位置

用于状态监测和故障预警的一些特征值是与旋转部件的转速和绝对位置相关的。对于转速测量，一个简单而有效的方法是使用感应式逼近传感器，安装在正对着主轴联轴器螺栓或者是轮毂螺栓的位置上。它将产生一个脉冲信号，脉冲的频率（旋转轴频率与螺栓个数的乘积）可给出转速值。为了获得合理的信号分辨率，最小脉冲频率不应低于 5Hz。表 11-1 给出了测量需求。给出的带宽表示每秒至少能够读取速度值 3 次（刷新率）。这对应于上面提到的 5Hz 的最小所需脉冲频率。

为实现某些专门的故障预警算法，必须测量被测试旋转部件的绝对位置。在大多数情况下，轴每旋转一周一个脉冲信号就够了。这个脉冲信号可以通过上述的感应式逼近传感器的测量来推导。仅须以如下方式调整，每周只经过旋转轴或轮毂上的一个螺栓或者小的金属对象，使得每旋转一周只产生单个脉冲。如果一个旋转周

期内的中间值需要更高的分辨率，可以使用电子位置编码器。这种编码器能够通过通信线路将实际位置信号读出（例如基于 SSI 协议的 RS485 通信）。其中某些编码器具有附件的模拟输出，能够输出斜坡信号（例如 0°～360°对应 4～20mA）。

11.2.5 油监测

轴承和齿轮的磨损造成风力机齿轮箱的油中出现颗粒。如果油中颗粒的数目或者尺寸增加，则可假设故障正在形成。因此油粒计数（见表 11-1）可以用于状态监测。油粒传感器的输出是一个脉冲信号，或者是计数值。

11.3 状态监测算法

本节描述了在线信号处理、故障诊断及故障分类所使用的几种状态监测算法的功能。11.3.1 节描述了风力机功率特性的监测，作为整体健康/性能的一个指标。11.3.2 节描述了机舱振动监测，用来监测风轮故障。11.3.3 节描述了传动链监测算法。11.3.4 节给出了电气部件监测的一些基本信息。最后，11.3.5 节给出了数据分类的综述，需要应用于所有提到的状态监测算法中。

11.3.1 功率特性监测

风能变换器中风速和有功输出之间的关系提供了风轮总体状况的信息，例如会受到叶片污损、表面粗糙度增加、覆冰等的影响。为了从原始数据中获得此类信息，风速及功率 5min 平均值（即 300s 平均值）的计算被证实是合适的，其中 $N=$（每秒采样数）× 300s。

$$\bar{v}_W=\frac{\sum_{i=1}^{N} v_{Wi}}{N},\bar{P}=\frac{\sum_{i=1}^{N} P_i}{N} \tag{11-1}$$

功率特性监测开始是一个学习阶段。在该阶段中，每一对通过式（11-1）计算的平均值按照风速 0.5m/s 的宽度分类。当每个类中都有了足够多的数据，可以计算类平均值$\bar{P}_{Class}$和标准偏差 $\sigma(\bar{P})$。结果的曲线 $\bar{P}_{Class}$（$\bar{v}_W$）称为风能变换器的功率特性曲线。

为了监测功率特性，机舱上安装的风速计可以用于风速测量。上述测量不能代表风能变换器的标称功率特性曲线（如根据 IEC61400-12 标准由认证机构测定的）。然而，因为仅学习阶段中无故障条件下的偏差是必须考虑的，这些测量用来监测风轮整体性能是足够的。

只要学习阶段完成，将会计算出报警限值并进入监测阶段。图 11-2 显示了一台具有失速功率限值的 600kW 风力机的功率特性曲线。图中的点来自数据对 $\bar{P}$，$\bar{v}_W$，深灰色圆圈表示计算出（学习的）的类平均值$\bar{P}_{Class}$。浅灰色圆圈表示风能变换器制造商提供的经过认证的功率曲线。外侧的细线是绝对报警限值，必须由所用 CMS 的应用程序员确定。内侧的细线是计算的报警限值。计算的（内侧）报警限

值与类平均值$\overline{P}_{Class}$之间的距离（此定义为L_{dist}）必须由建立状态监测系统的应用程序员来确定。对于距离定义，选择了一种启发式的方法：

$$L_{dist}(\bar{v}_W) = K_1 \cdot \overline{P}_{Class}(\bar{v}_W) + K_2 \cdot \sigma(\overline{P}_{Class}(\bar{v}_W)) \quad (11\text{-}2)$$

根据计算的距离，报警限值的上限L_{UP}和下限L_{LO}曲线作为风速类均值的函数由下面公式得到：

$$L_{UP}(\bar{v}_W) = \overline{P}_{Class}(\bar{v}_W) + L_{dist}(\bar{v}_W)$$
$$L_{LO}(\bar{v}_W) = \overline{P}_{Class}(\bar{v}_W) - L_{dist}(\bar{v}_W) \quad (11\text{-}3)$$

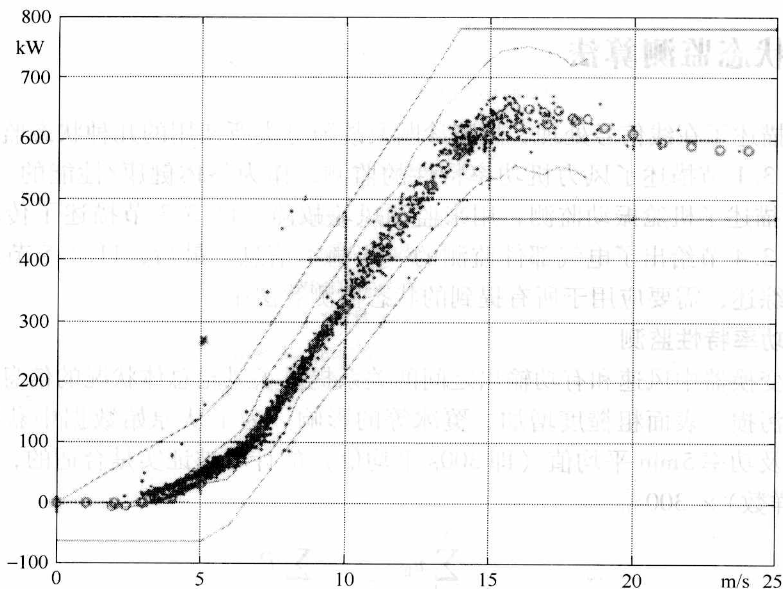


图 11-2　600kW 风能变换器功率特性及其绝对的和学习的报警限值

如前文所述，距离是在学习阶段计算出来的。对于每个类该阶段的长度是独立的。其结束，要么是超过已评估的$\overline{P}$，$\bar{v}_W$给定对数，要么是达到定义的时间周期后。来自几个 CMS 系统现场测试的经验表明每一类有 20～50 个学习数值比较合适。学习周期不应超过 3 个月。当学习阶段结束后（即要么是数值的最大个数在各个类中学习，或者是 3 个月的时间到期），每个类的监测阶段会单独开始。在该阶段，每个输入对$\overline{P}$，$\bar{v}_W$都会被分类，并且功率$\overline{P}$会与报警限值进行比较检验。

学习的报警限值可以通过应用程序员用参数表示。式（11-2）中的参数K_1通过扩展报警限值，考虑了更高风速处的功率输出更大的湍流强度。参数K_2则考虑了测量均值的分散性。由于来自随机因素（测量的不确定性以及风电场湍流）的分散结果，可以假设数据是正态（高斯）分布。K_2取 3.0，可以保证风能变换器在无故障运行条件下 99% 的数据对$\overline{P}$，$\bar{v}_W$都在报警限值范围内。由于报警限值已经通过$K_1 \cdot \overline{P}_{Class}$给出了一个确定的距离，因此可以略微降低参数$K_2$。从来自几个现场

测试的经验可见，$K_1=0.1$，$K_2=2.0$ 的参数设定是比较好的选择。

为了避免由于某一对极端数据 $\overline{P}$，$\overline{v}_W$产生的错误报警，采用了一种阈值判定标准。这个判定标准是指只有当超过报警值的连续数据 $\overline{P}$，$\overline{v}_W$达到一定个数（由 CMS 应用程序员所设定）以后，才会触发警报。由于每对数据 $\overline{P}$，$\overline{v}_W$的测量要花费 5min，必须发现应对极端数据点造成错误报警的算法的鲁棒性与故障情况下反应时间之间的折中。在这方面超过报警限值的连续数据个数为 3（对应 15min 的反应时间），将给出一个合理的阈值标准。这表明当第四个数据 $\overline{P}$，$\overline{v}_W$超过报警限值，风轮性能问题会被探测出来，并由 CMS 触发报警动作。

11.3.2　机舱振动监测

风力机中风轮故障将会引起机舱的特定振动。风轮质量不平衡将会使塔架随着旋转频率在法向（相对于风轮轴）上产生弯曲。风轮气动性的不对称将会给机舱引入复杂的振动模式（详情见 Giebhardt，2006）[6]。本节描述了监测机舱振动及从中推导故障信息的相应算法。

1. 频谱分析与阶次分析

可以使用快速傅里叶变换（FFT）分析机舱的周期性振动。对于定速风力机，采集到的加速度信号 $a(t)$ 可以直接应用 FFT 算法。为了分析变速风力机的机舱振动，必须采用一种叫做阶次分析的修正算法。这种算法基于等转角 φ_R采样代替等时间采样。如果采样装置不支持根据风轮角度 φ_R直接触发采样，可以通过在加速度信号的时间序列中应用一种插值算法，产生阶次分析所需的数据采样。该算法采用风轮位置信号作为参考。连续变量 t 和 φ 被由采样时间 T 和采样角度 φ_R所定义的时间离散对所取代（$k=0，1，2，3，\cdots$）：

$$a(kT)\xrightarrow{\text{插值}}a(k\varphi_R) \tag{11-4}$$

对 $a(k\varphi_R)$ 应用 FFT 算法，产生以离散“阶次频率”f_o为横坐标的复杂的离散阶次谱 $A(f_o)$。频谱阶次分析的细节可以参考本领域众多的文献（如 Oppenheim 和 Schafer，1989）[3]。

评估的机舱振动的频率一般都很小。尤其对于大型风能变换器，频率的范围大约为 0.1 ~ 3Hz。为了有足够的分辨率 Δf 来评估这些低频率，FFT 与阶次分析所用的时间窗长度 T_{WIN}至少应是 100s（$\Delta f=1/T_{WIN}$）。这些长的评估时间窗的好处是不相干风电场产生的随机性影响将在谱计算中被削弱。另一个降低此类影响的办法是使用 Welch 方法将几个时间窗内的计算频谱进行平均（参见 Oppenheim 和 Schafer，1989）[3]。

2. 机舱基频（$1p$）振动的计算与监测

为了监测风力机的 $1p$（即为风轮的旋转频率）机舱振动，需要对 $1p$ 频谱分量的幅值和相位进行分析。轴向机舱振动可以从各自的加速度传感器的时间信号的 $1p$ 频率阶次谱中直接推导得到，也就是 A_{AXIAL}（$1p$）

机舱 $1p$ 振动的横向和扭转分量可以从两个横向加速度传感器信号的阶次谱中计算得到。根据图 11-1 所示的结构，两个横向灵敏的传感器（传感器 2 和传感器 4）仅测量机舱的横向振动，具有同样的相位。

由于传感器一个安装于塔架垂直轴前端，另一个安装于塔架后端，因此机舱扭转在前端传感器中产生的加速度信号与后端传感器的加速度信号反相（或者说相移为 π）。

因此，横向和扭转振动可以通过将两个传感器分别在 $1p$ 频率处的复杂频谱分量进行加或减运算来分离：

$$A_{TRANS}(1p)=\frac{d_4\cdot A_{sensor2}(1p)+d_2\cdot A_{sensor4}(1p)}{d_2+d_4} \tag{11-5}$$

$$A_{TORS}(1p)=\frac{A_{sensor2}(1p)-A_{sensor4}(1p)}{d_2+d_4} \tag{11-6}$$

式（11-5）和式（11-6）中的加权系数 d_2 和 d_4 表示传感器 2 和传感器 4（见图 11-1）从塔架垂直轴作为投影到风轮轴之间的距离。加权是计算横向振动所需要的，因为必须从频谱中去除测得的机舱扭转振动的加速度幅值，这取决于传感器安装位置与塔架垂直轴的距离。对于扭转振动的计算，由于横向加速度信号的幅值不取决于传感器对塔架垂直轴的距离映射，所以不需要加权系数。

3. 趋势分析与警报生成

复数值的趋势分析与警报生成需要特殊的算法。为了监测 $1p$ 机舱振动，复频谱分量的幅值和相位都必须分析。图 11-3 显示了用于复频谱监测的趋势分析和警报生成算法的功能原理图。为了同时监测幅值和相位，警报限值表示为以复数均值 $\underline{X}_0$ 为圆心的一个圆，可表示风轮的无故障状况。差分向量 $d\underline{X}_1=\underline{X}_1-\underline{X}_0$ 表明相位变化但幅值不变的情况。向量 $d\underline{X}_2=\underline{X}_2-\underline{X}_0$ 显示了仅幅值增大但相角几乎不变的情况。这表明，复数值变化的这两个极端条件都被该算法所包含。因此对于所提出的圆形报警限值，显然这两个极端情况之间的其他变化也将被该算法所识别。

上述复杂趋势分析的物理应用是监测风力机的风轮。考虑与风轮的质量不平衡故障及气动不对称相关的故障，第一种类型的故障将会增大机舱 $1p$ 横向振动的幅值（即阶次分析带来的风轮旋转频率处的频谱分量），而相位基本不变影响。气动不对称将会导致机舱轴向 $1p$ 振动产生相移，而幅值仅有较小的增

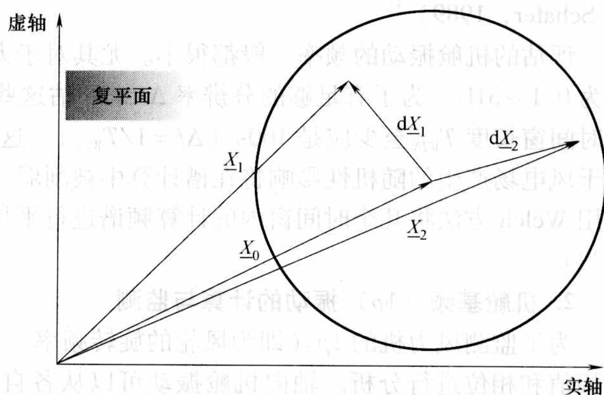


图 11-3　复频信号监测及其圆形报警限值

大。提到的风轮故障及其监测的详细描述可见 Giebhardt（2006）[6]。

X_0作为复数$\underline{X}_0$的绝对值，来自于学习阶段，是在风轮无故障状态下监测完成的。在这个阶段，将输入的复数 $\underline{X}_i$ 的实部和虚部分别进行平均：

$$\mathrm{Re}\{\underline{X}_0\} = \frac{\sum_{i=1}^{N}\mathrm{Re}\{\underline{X}_i\}}{N}, \mathrm{Im}\{\underline{X}_0\} = \frac{\sum_{i=1}^{N}\mathrm{Im}\{\underline{X}_i\}}{N} \tag{11-7}$$

对 N 个用户指定的数据平均之后，报警限值圆的半径从学习的分散的$\underline{X}_i$中计算得到。由于分散性仅由风力机无故障运行下的随机效应（测量的不确定性及风电场的湍流）造成，可以假设其满足正态分布，因此使用 X_0的标准偏差再乘以适当的倍数就可以计算得到报警限值圆的半径 r_{AL}：

$$r_{AL} = K \cdot \max(\sigma(\mathrm{Re}\{\underline{X}_0\}), \sigma(\mathrm{Im}\{\underline{X}_0\})) \tag{11-8}$$

为了使半径 r_{AL}的计算保持简单，使用两个可能的标准偏差的最大值。现场测试的经验表明，在式（11-7）中平均 X_i的 N 的数目推荐取 20。对于式（11-8）中参数 K，推荐取 3. 5 ~4. 5 的一个值。

一旦警报阶段启动，会通过计算实测向量 $\underline{X}$ 的幅值和相位与 $\underline{X}_0$ 的差值而持续检测是否超出报警限值。当计算的差值 $d\,\underline{X} = \underline{X} - \underline{X}_0$ 超过了报警极限圆的半径，则一个警报被触发。作为阈值参数要求连续 3 个报警限超出，才会导致 CMS 触发一次警报动作。

11. 3. 3　传动链监测

本节描述了监测传动链部件的不同方法。使用的有低等级算法也有先进的频谱分析法。其中频谱分析法基于与 11. 3. 2 节描述的相同的原理，但是应用在完全不同的频率范围（$10\mathrm{Hz} < f < 10000\mathrm{Hz}$）。

1. 传动链轴承和齿轮故障

在状态监测的范围内，包含主轴、齿轮箱以及发电机中的轴承。用于风力机的轴承大部分都是滚动轴承。因此下面所有关于故障描述、原因以及诊断算法的论述都与滚动轴承的元素有关。滚动轴承故障和损伤的常见原因及其后果在表 11-2 中给出。在表 11-3 中，描述了可能发生在齿轮中的一些典型故障。

2. 统计算法

统计算法用于分析振动传感器的时域信号。这种方法为趋势分析计算统计值，并且学习更多关于振动信号的波形。假设完好轴承的振动信号是正态分布的，因为声脉冲是由轴承滚动体以及表面以一种随机方式产生的。如果轴承上的一个损伤开始发展时，带有较高能量（尖峰）的声脉冲就会在振动信号中被发现。那些存在的尖峰可以运用下面介绍的统计分析算法辨识出来。这些算法的优势是它们针对各轴承的状态给出了一个绝对度量，不再需要训练阶段去学习对应于部件无故障条件的基线值。这种算法的不足之处是相对较弱的选择性，这意味着测试值中的一个变化无法指出轴承的确切故障部位，例如内环表面故障。这里是一些用于轴承状态监

测的统计特征值的例子。用于分析的时间信号以其离散形式 $x(t) \rightarrow x(iT)$ 或 x_i，($i=0, 1, 2, 3, \cdots, N$) 表示，T 是采样时间间隔。间隔数量为 $N = T_{Meas}/T$，(T_{Meas}是时间信号测量长度)。这产生下面的统计值表达式：

最大值：$\hat{x} = \max(x_i)$

平均值：$\bar{x} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} x_i$

RMS 值：$x_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} x_i^2}$

峰值因数：$CF = \frac{\hat{x}}{x_{RMS}}$

表 11-2　滚动轴承典型故障

类别	损　伤	原　因	结　果
磨损	磨损	设计载荷下的表面磨损，因润滑问题造成的磨损增加	轴承间隙增加
	疲劳	高载荷，最终超过设计载荷	裂纹或者表面颗粒的剥离
过载	变形	极端载荷，正在磨损	表面塑化，滚动体及环变形，蚀损
	断裂		保持架和轴承环断裂
过热	热应力裂纹	短时间内过热和冷却	轴承部件裂纹
	过热操作	过转速，热延展造成的尺寸变化，润滑问题（过度，不足，污染）	
腐蚀	表面腐蚀	润滑湿度，环境影响（海上风能变换器中的盐水）	磨损增加，润滑液污染
导电	表面剥离及粘着	因雷击，电气问题（感应电流）造成的轴承通过高电流	高磨损，由于火花或者表面焊接导致表面粘着

表 11-3　齿轮典型故障

类　别	损　伤	原　因	结　果
裂纹	齿根裂纹	极端扭矩载荷，齿轮箱内部碎片造成的阻塞	裂纹或者齿完全断裂
	齿面裂纹		蚀损，表面剥离
齿面	裂纹，蚀损，灰斑，表面剥离，磨损，侵蚀	几何错误扭矩过载，振动	表面拉长齿变形，接触面点蚀
过热	热应力裂纹	短时间内过热并冷却	齿裂纹
	过热操作	过转速，热延展造成的尺寸变化，润滑问题（过度，不足，污染）	高磨损，表面粘着

（续）

类　别	损　伤	原　因	结　果
腐蚀	表面腐蚀	润滑湿度，环境影响（海上风力机中的盐水）	极端磨损
电流	齿承载高电流	雷击，电气问题	表面粘着

对于理想的正态分布信号，峰值因数的值近似为 3。这是由于在一个正态分布信号中（所谓的白噪声），最大值接近于 3σ，RMS 值为 σ。如果轴承中的一个故障在发展，那么尖峰幅度以及因此的信号最大值就会增大。在故障状况的早期，这不会影响方均根值，因为尖峰能量相对于信号的总能量较小。因此 RMS 值不会显著变化而峰值因数增加。故障检测和 CMS 警报的产生就能通过峰值因数的趋势分析而完成。尽管振动信号统计值的计算并不依赖于测量时间，但应以一个适当的时间窗来测量，例如 1s。无论如何，测量时间应是电网频率（欧洲是 20ms）的倍数，因为这样将助于消除与电网 EMC 影响有关的信号变形。

3. 基于算法的时间序列

一种仅使用纯时间信号 $a(t)$ 的方法，例如信号来自一个振动传感器，检测轴承故障的方法是轴承状态单元（BCU）的计算。这种方法基于时域内一个特殊信号的监测，这给出了与一个时间信号中尖峰能量成比例的信号。这种算法原理上利用轴承单元上的故障引起尖峰脉冲的效应。这些尖峰脉冲激起附着振动传感器上的特征共振。信号状态单元会对传感器信号进行带通滤波，例如 5～30kHz 频率范围（传感器的特征共振频率必须在这之内）。滤波输出将会进行校正和低通滤波（见图 11-4）。结果信号的平均值是 BCU 值，并且给出了传感器信号中尖峰能量的测量。BCU 趋势分析能够探测轴承损伤的发展。

4. 基于算法的频谱分析

（1）故障频率计算

轴承或齿轮箱中所有运动元素都产生特定频率的振动，这称作故障频率。它们依赖于轴承的几何、滚子元素、齿轮，并且附属在轴承上的轴的转动频率也考虑在内。计算故障频率的算法可以在相关文献中查找或者从制造商的技术资料中获得。

（2）标准 FFT

标准 FFT 算法计算时间信号的复频谱。为获得轴承监测的特征值，将分析各故障频率处频谱分量的幅值和相位值。为此，通常会计算频谱的绝对值并进行趋势分析。为分析齿轮故障，会关注故障频率处的边带幅值（在这种情况下它们被称为“齿轮啮合频率”）及其趋势发展。

（3）阶次分析

由于目前大部分风力机都是变速运行的，因此 FFT 算法面临着一些问题。当所监测频谱分量的频率在分析的时间窗内变化时，与其相关的频谱谱峰就不再是个

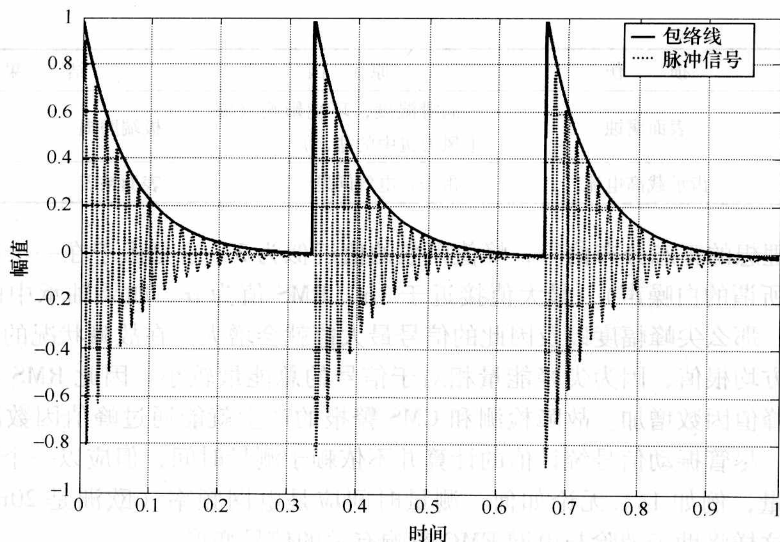


图 11-4 BCU 滤波原理

尖峰，可能被“拉伸”成某种圆丘形。对于这种特殊频谱分量的定义分析已不再可能。为获得问题的一个想法，考虑下面的例子：要监测一个故障频率为 100Hz，分辨率为 0.1Hz 的频谱分量，一个 10s 长度的时间窗被用于分析。如果在这 10s 间隔内风力机传动链的转速变化了 10%（在正常运行中经常发生），那么 100Hz 处的尖峰就会被拉伸至大约 10Hz 的频率范围内，例如 95～105Hz。

描述的问题可以使用阶次分析来避免。对于阶次分析，一个等采样时间信号将会变成一个依据传动链中各旋转部件（轴）旋转角度的等采样信号。对此，传动链中的一个轴必须是参考轴。对轴旋转角度的等采样信号进行 FFT 分析，将不再是以频率为横坐标的频谱，而是以阶次为横坐标。参考轴的转动频率（变化的）每次都定义为“阶次＝1”。故障频率可以通过该阶次 1 的倍数而计算出，例如对于参考轴上的具有 10 个滚子的一个轴承，通过频率将是阶次＝10 处。而对于其他轴的故障频率，必须考虑依据参考轴的齿数比。

阶次分析因其多样的出现形式对于实施海上变速风力机的状态监测和故障预测都是很有用的手段。获得上文提到的旋转角度的等采样信号有不同的方法。一种方法是使用从传动链一个轴中推导出的触发信号，这也应该是参考轴。这通过现代的数据采集设备能够非常轻易地实现。但是这种方法由于采样分辨率而非常不灵活。因此，另一种方法是测试参考轴的转速，并且通过使用数字插值算法对阶次信号进行一个正常时间信号的插值。这需要对主轴角度有一个高分辨率的非常准确的转速测量，但是它更加灵活，因为上文提到的几种基于 FFT 的分析方法可以应用于相同的时间序列输入信号。

（4）包络线频谱分析

这种类型的分析对轴承故障检测非常敏感。这种算法的输出是在主导故障频率及其谐波频率处带有一个有明显尖峰的频谱。为进行包络线频谱分析（ECS）的计算，用一个高通滤波器滤除低于加速度传感器谐振频率的信号分量。输出的时间信号再通过校正与低通滤波。对这样的信号，实施 FFT/阶次分析。图 11-5 展示了标准 FFT 分析和 ECS 算法的对比。可见，问题中（这里是 103Hz 处的轴承故障频率）的故障频率能够从 ECS 中更加清楚地看到。

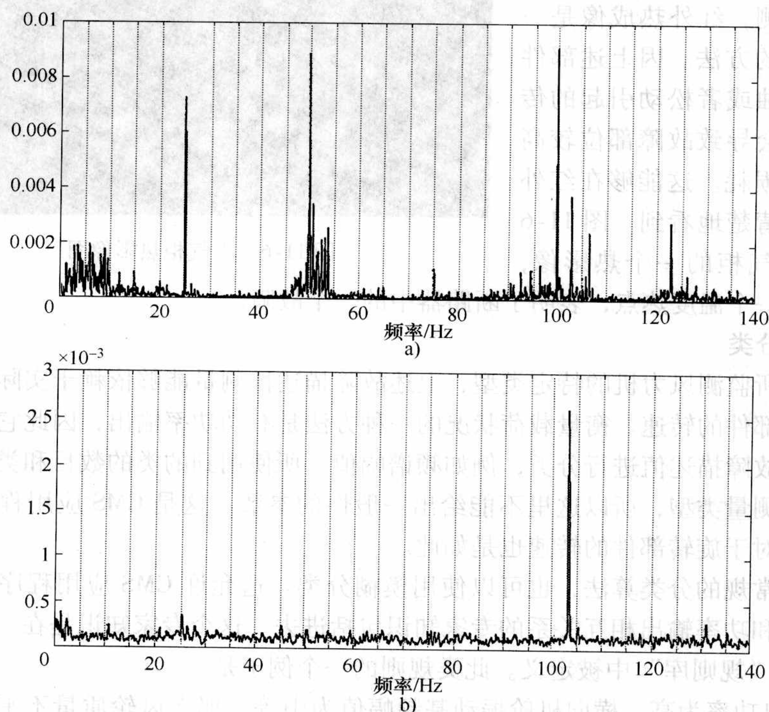


图 11-5　轴承故障的标准 FFT 分析与 ECS 算法的对比

a）标准 FFT 分析　b）ECS 算法

5. 传动链故障预测

传动链故障预测面临着一些特殊的问题。上面介绍到的对于故障描述值计算的算法及其分析从原则上都能自动进行。但是为确保安全故障识别，需要大量测试以及长期的经验。这需要很大的人员努力及广泛的测试数据库，导致对数据库存储能力较高的要求。

因此，风力机传动链故障预测的一种常用方法是监测一些基本的标量值（温度比，振动信号的峰值因数（CF）和方均根值（RMS），油粒计数等）。当其中一个基本标量值显示增长趋势时，专家将触发并且进行更详细的测量分析，使用描述的不同频谱分析算法。这种方法为大量风力机提供了在合理的人员及数据处理水平

下进行的适当的状态监测。

11.3.4 电气部件监测

一台风力机的主要电气部件是发电机以及取决于概念的电力电子装置。一些有前景的关于发电机电气部分监测的概念在 Tavner 等 (2008)[4] 中得到描述。对于电气柜内电缆、开关装置、接触器等的监测，红外热成像是一种新引进的方法。因上述部件中触点腐蚀或者松动引起的传导率损失会导致故障部位较高的热功率损耗。这能够在红外照相机中清楚地看到。图 11-6 显示了电气柜的一个热影像，左上角有一个温度热点，表明了断路器中的一个故障。

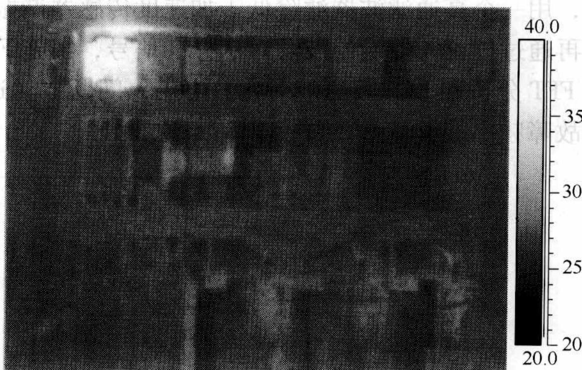


图 11-6 电气柜热影像图

11.3.5 分类

根据所监测风力机的特定类型，上述故障描述性测量能够依赖于实际载荷状况以及旋转部件的转速。衡量载荷状况的一种方法是有功功率输出，因此它可以用于对计算的故障描述值进行分类，例如频谱幅值。所使用到的类的数目和类的宽度强烈依赖于测量类型，所以这里不能给出一般性的参数。这是 CMS 应用程序员的经验问题。对于旋转部件的转速也是如此。

除了常规的分类算法，也可以使用模糊分类。这允许 CMS 应用程序员将有关频谱幅值和功率输出相互关系的专家知识包括进去。这个专家知识是在一个模糊分类算法的“规则库”中被定义。此类规则的一个例子是

“如果输出功率为高，横向机舱振动基频幅值为中等，那么风轮质量不平衡报警状态为正常”

或者

“如果输出功率为低，横向机舱振动基频幅值为高，那么风轮质量不平衡报警状态为故障”。

关于模糊分类算法和分类结果的详细描述可参考 Bothe（1995）以及 Giebhardt (2006)[5,6]。

11.4 状态监测标准和技术指南

11.4.1 IEC 61400-25 通信标准

IEC 61400 是一个综合性的标准，涉及风力机的大多数相关技术项。CMS 应用

的相关部分是第25部分“风电场监测及控制通信”及其子部分（参照下面给出的结构）。一旦实施，给出的关于不同风力机部件之间的内部通信的定义将允许通过CMS方便地获取控制器的内部数据。这可以用于获得风力机实际载荷状况的信息。例如，根据功率输出对故障描述性测量如振动水平进行分类。此外，由控制器测得的不同温度及环境状况可以提供给CMS。

子部分6目前还处于开发阶段，涉及CMS自身与外界的通信。其中，传给数据库服务器或者操作者的CMS数据的格式和内容（时间序列，频谱，趋势，警告，警报等）在这里得到定义。更多关于IEC 61400-25的信息可以在IEC网站中找到（www.iec.ch，在搜索引擎中输入“61400-25”）。

IEC 61400第25部分“风电场监测及控制通信”的结构

发布的子部分（时间：2009-05）：

1）IEC 61400-25-1 原理和模型的总体描述。

2）IEC 61400-25-2 信息模型。

3）IEC 61400-25-4 通信轮廓映射。

4）IEC 61400-25-3 信息交换模型。

5）IEC 61400-25-5 一致性测试。

正在编写的子部分：

IEC 61400-25-6 状态监测的逻辑节点类与数据类。

11.4.2 状态监测系统认证

CMS的认证过程由德国保险公司Allianz发起。由于风力机齿轮箱及轴承故障数量的增长，Allianz公司坚持为各个部件安装CMS系统，或者还有另一种选择，每五年定期更换这些部件。为确保CMS的最小功能，德国Allianz Zentrum für Technik（AZT）与Germanischer Lloyd（GL）风能部合作编制了认证流程。其成果是一份认证指南（2007）[7]。该认证指南作为风力机CMS的标准化功能描述已获得整个欧洲的认可。如果CMS想要满足德国风力机保险监管的要求，GL的认证是强制的。风力机CMS的主要制造商/供应商都已实现其系统的认证。一份定期更新的显示已认证系统的表格，可以在GL的网站上找到（http：//www.gl-group.com/pdf/certilist_ cms.pdf）。

11.5 状态监测的未来趋势

11.5.1 新的传感器技术

新开发的传感器技术允许在风力机上实施新的监测和故障预测工作。作为一个例子，这里将讨论关于监测叶片根部的弯矩作为风轮状态的指示。对于典型的电阻式应变仪（SG），测量叶片根部的弯矩是有问题的。这些SG很难附着在叶片FRP表面上。现场试验经验表明风力机叶片上的SG存活不会超过5年。出于状态监测

的目的，SG必须和被监测的叶片存活时间一样长，这至少是大约15年。与此同时，基于光学原理工作的SG已经被开发，称为光纤布拉格光栅（FBG）SG。这种传感器测量暴露到一根光纤上的应变。这种技术允许在一根光纤上有高达20个测试点。因此，一个风轮叶片能够在叶根以及沿叶片长度一个或多个位置上配备带有四个传感器的双轴应变测量。关于风力机中FBG应变测量的一个应用例子可以在Verbruggen（2004）[8]中找到。其他创新的发展期待新的风速测量系统，基于超声（SODAR）或者光反射（LIDAR）效应。

11.5.2 状态监测系统集成

目前CMS通常安装其自有的计算机硬件进行数据采集与处理。这是由历史原因造成的，因为较老的风力机控制器没有剩余的计算能力来进行状态监测算法和任务的计算。现代MW级风力机中，控制器的性能有了显著的提高。这将允许把状态监测与故障预测功能集成到风力机的控制系统中。这种集成的优点是降低了硬件成本与安装成本，并且状态监测与控制器任务之间是直接而快速的通信。将状态监测功能集成到风力机控制器中的缺点是会有少量的硬件冗余。

11.5.3 状态监测新挑战

未来CMS的主要挑战是风力机及其部件的尺寸不断增加。下一代风力机预计将具有20MW的额定功率，风轮直径和轮毂高度达到200m或更大。这导致了结构件具有非常低的固有（自然）频率与旋转频率。监测相关振动需要新的传感器技术以及新的故障预测算法的开发。而对于后者，系统辨识技术将是一个有前途的方法。

下一代的风力机也将需要新的控制策略，例如针对塔架振动的主动阻尼。CMS必须考虑不同的载荷情况下风力机控制器的不同特性。例如，当控制器执行阻尼活动时，结构件的振动行为能够得以改变。这必须在CMS的故障预测算法中加以考虑以避免假警报。

11.6 参考文献

1. Rademakers, L, Stavely, C, Borum, K and Giebhardt, J, 2008. 'Condition Monitoring for Wind Turbines – State of the Art', Upwind-Report, Brussels (Web-Link: *http://www.upwind.eu/Shared%20Documents/WP7%20-%20Publications/UpWind-WP7_SOTA_CMS.pdf*).
2. Lyrner, T, Pahlke, T, Ley, C, Giebel, G, Gram-Hansen, K, Ahlf, A, Myszkowski, M and Giebhardt, J, 2006. 'Advanced Maintenance and Repair for Offshore Wind Farms using Fault Prediction and Condition Monitoring Techniques (OffShoreM&R)', Final Public Report of the EC Project, Brussels (Web-Link: *http://ec.europa.eu/energy/renewables/wind_energy/doc/offshore.pdf*).
3. Oppenheim, A V and Schafer, R, 1989. '*Discrete-Time Signal Processing*', Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ.
4. Tavner P, (Editor), Ran, L, Penman, J and Sedding, H, 2008. '*Condition Monitoring of*

Rotating Electrical Machines, 2nd Edition', The Institution of Engineering and Technology, London, UK.
5. Bothe, H, 1995. '*Fuzzy-Logic*', Springer-Verlag, Berlin, Germany.
6. Giebhardt, J, 'Evolutionary Algorithm for Optimisation of Condition Monitoring and Fault Prediction Plattern Classification in Offshore Wind Turbines', Proceedings of the EWEC 2006, Athens, Greece (Web-Link: *http://www.ewec2006proceedings.info/allfiles2/75_Ewec2006fullpaper.pdf*).
7. Germanischer Lloyd (GL), 2007. 'Guideline for the Certification of Condition Monitoring Systems for Wind Turbines, Edition 2007', published by GL Indus, Germany.
8. Verbruggen, T, 2004. 'Fiber Optitrial Services GmbH Renewables Certification, Hamburgc Blade Monitoring' Proceedings of the European Wind Energy Conference 2004. 22–25 November, London, UK.
9. Caselitz, P and Giebhardt, J, 2005. 'Rotor condition monitoring for improved operational safety of offshore wind energy converters', *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 127, 253–61.

第12章　风力机空气动力学行为建模与设计的性能评估和知识管理——IEA经验

T. MAEDA，三重大学，日本

G. SCHEPERS，荷兰能源研究中心（ECN），荷兰

摘要： 在1990年代期间，为了在现场条件下的水平轴风力机上实施空气动力学实验程序，几家研究机构在国际能源机构（IEA）中合作（附件XIV和附件XVIII）。在这些实验程序中，测量了沿着叶片的几处局部气动量（力、速度）。作为IEA附件XIV中国际合作的成果，已经有可能协调数据处理并产生测量数据的数据库。从很不相同的风力机上获得的详细气动测量为更好地理解风力机的空气动力学特性提供了极好的机会，并且带来了更加准确的气动模型的开发和验证。此外，每年亚洲太平洋地区的极端风速都会损坏风力机。为了推广风力机在这些恶劣风况地区的安装，日本新能源和产业技术开发组织建立了极端风速数据库。该数据库包含了日本极端风速的分布，以帮助用户检查例如当地地形影响的更详细的信息。

关键词： 水平轴风力机，空气动力学，全尺寸空气动力学实验，极端风况

12.1　引言

过去，风力机设计模型的准确性已在几个验证项目中得到评估，见实例Schepers等（2002b）。这些都显示了风力机响应（即功率或载荷）的建模具有较大的不确定性。这些不确定性的源头主要是在空气动力学建模上，其中几个现象，如三维几何和旋转效应、动态效应、偏航效应、失速、塔架效应等，这些现象造成了未知响应，尤其是在非设计情况下。这些未知响应使得设计一个性价比高而且可靠的风力机非常困难。风力机运行性能超乎预期，承受超过预期的不稳定、功率过冲或更大的载荷。而且，载荷也可能比预期的低，这意味着设计超尺寸（并且昂贵）。

为深入了解这些不确定性因素，验证及改善风力机空气动力学模型，获得高质量的测量数据是最重要的必要条件。但是，在传统的测量方法中，仅测量集总的载荷（叶片或风轮），这不能为充分理解非常复杂的风力机空气动力学细节提供足够的信息。因此，有必要获得潜在的局部空气动力载荷测量值，鉴于此，应测量不同径向位置的压力分布和由此产生的法向力、切向力及入流角。

基于该原因，许多研究机构启动了全尺寸的空气动力学现场实验。在国际能源

机构（IEA）的附件XIV和附件XVIII的项目中，这些测量量被存储在普通的数据库。在这些实验中（并且是所有现场实验），一个显然的问题就是由动态、不均匀及不可控风况引起的不确定性，一方面导致对结果的解释显著地复杂化，而另一方面，与风洞中实施的测量相反，不确定性使得结果代表了风力机“感觉”的状况，而风速波动和气流非一致性构成了重要的设计驱动。

在这方面，应该认识到空气动力学不仅对具有很大不确定性的湍流（以及极端风速）产生响应，而且对同样具有不确定性的输入（包括湍流和极端风速）产生响应。例如，每年与台风相关的极端风速靠近并通过亚洲太平洋地区和世界其他地区。为了推广风力机在这些恶劣风况地区的安装，日本新能源和产业技术开发组织建立了极端风速数据库。

12.2 空气动力学测量

12.2.1 入流条件

理想情况下风力机安装在地势平坦地区，其入流是均匀的，不受诸如山地、障碍物等地理特征的影响。但是对于空气动力学性能评估，由于实际风力机运行在不稳定的气流环境中，风力机的入流是通过安装在风力机上游方向的气象桅杆上的风速仪来测量的。这些测量中，由于桅杆和风速仪的数量有限，因此很难了解风轮平面入流风的详细分布。而且，由于桅杆位置在风力机上游一定距离处并且通常被固定在某一位置，所以使用时间平均数据（如 1min）来估算风力机所在位置处的入流条件。但是，对于风轮平面的瞬时入流速度和方向依然未知。因此，具有高时间和空间分辨率而且接近风轮平面的入流条件详细测量对于解释高频现象（如动态失速）是必要的。

如今，通常使用超声波风速仪来测量自由流气流条件。该装置可以测量得到具有高精确度和响应速度的三维流速，也可以与来自标准风评估中使用的杯型风速仪和风向标的测量法组合使用。另外一些方法，例如 Doppler 声波检测和测距（SODAR）和 Doppler 光检测和测距（LIDAR）的遥感技术也可测量大型风力机的入流条件。这些遥感设备用于测量风廓线时具有很高的空间分辨率，如此它们对于提供整个风轮平面内的入流条件是有作用的。为了利用这些遥感设备，当应用在风空间非均匀性较大的区域时，如复杂地理特征区域和/或季节气候变化导致的周围环境发生巨大变化的地区，提高数据采集率仍然是一个需要解决的问题。

12.2.2 气动力

通常测量风力机的唯一性能指标是电气功率。但是，该量很难提供风轮气动特性的信息，为此作为最低要求，还需要测量风轮转矩和风轮转速。这是由于机械损耗和发电机损耗取决于转速的事实。风轮或叶片气动特性的其他信息可通过测量叶片挥舞弯矩、叶片超前-滞后力矩和风轮推力来获得。

风轮转矩通过安装在风轮轴或发电机轴上的转矩传感器来测量。风轮推力可通过如下方法获得，使用推力传感器，或利用安装在塔架的应变仪提供的塔架弯曲力矩来估算。安装在叶根的应变仪可测量叶根超前-滞后弯矩和叶片挥舞弯矩。

这些量使得以全局的方式评估整个风轮或叶片的气动特性成为可能。但是，载荷包括空气动力学和质量诱导的元素，并且它们在一定展向长度内是结合的。这仅给出了叶素水平空气动力学的间接信息。为了测量和动态载荷规范直接相关的气动特性（如某些径向位置的升力、阻力、力矩系数、入流角及入流速度），应测量作用于叶片表面小面积的力。测量局部应力的一种方法是使用叶片表面的应变仪。

获得叶片上局部力的另一种方法是利用叶片上的天平来测量叶片表面不同段上法向力和表面摩擦力。最常用的方法（虽然目前仍较罕见）是利用压力接头通过压力标签通到叶片内部的压力传感器（扫描仪）来测量叶片表面的空气动力。通过使用这些方法，可以确定最终的局部空气动力学特性，但是由于风轮旋转对压力管、压力传感器和天平中空气起作用所造成的离心力效应，需要对结果进行修正。而且，必须考虑由表面不同段惯量决定的响应时间或压力信号的响应，这取决于管的长度，因为在现场测量中，叶片表面的空气动力是变化的。风力机风轮平面的入流受大气边界层非均匀性及自然风不稳定性的影响。因此，为了保证足够的时间和空间分辨率，测量作用于叶片和风轮上的空气动力时，需要高速采样率并且使用方位角同步。

作用于叶片表面的压力或应力转换成电信号后，传输到静止系统，通过安装于叶片集电环位置处的传感器或安装在轮毂或风轮轴处的测距仪来测量，并由计算机采样。

12.2.3　攻角

攻角是大多数旋转风力机三维空气动力学模型的一个重要参数。但是，攻角的定义基于风洞环境，定义为弦线与风速矢量之间的夹角，方向与沿着风洞墙的均匀流的方向相同。但是，对于风力机的情况，没有等效的角度是已知的。这是由于在攻角定义中，上游远端的环境风速矢量不是唯一的决定参数，还应考虑尾流诱导速度（风轮平面中）。这意味着攻角应在风轮平面内测量。

这可通过使用测量设备（如五孔皮托探针、风向标等）测量叶片轮廓前端的局部气流角来实现。但是，由于来自叶片约束涡的上洗流引起了流线弯曲，用该设备测量的局部入流角与实际攻角有很大的差别。因此从局部入流角中获得攻角，需要减去该上洗流。

从二维风洞试验或数值分析中可确定上洗流。但是，二维风洞试验数据的修正遇到了问题，即这样的修正是否能代表三维旋转环境。与使用数值分析来修正攻角的观点相反的是，测量的目的是为验证和模型改进提供材料，不应由于计算代码的不确定性而模糊，都应用于验证。除了探针，其他方法也被用来尝试测量入流角。一个通用的方法是利用压力分布或驻点的位置。然后通过比较驻点位置或整个压力

分布与风洞试验获得的相应结果来确定攻角。然后假设压力分布（和驻点位置）在旋转情况下保持不变。

12.2.4 动压力和无量纲化

空气动力常表示动压力的无量纲化系数。该动压力由翼型处的局部风速确定，但是，它不能明确地由自由流风速和转速获得，因为应将诱导风速及先验未知的一些诱导风速考虑在内。初始可能会考虑根据翼型周围的最大压力分布或五孔皮托探针的测量值确定动压力，但是之后应清楚在大多数风力机的空气动力学实验中，压力都是以相对参考压力的差值来测量的，例如，风轮轮毂的压力不能实时精确获得。这样，从探针测量获得的动压力，记为 $q = p_{pitot} - p_{ref}$ 或 $q = p_{max} - p_{ref}$，当其由压力分布的最大值确定时，遇到参考压力不确定的问题。参考压力不确定不会影响空气动力的值，例如一个翼型法向力由吸力面压力与压力面压力的差值来确定，抵消了参考压力的不确定性。但是，力的无量纲化受参考压力不确定性的影响，因为它被记作（准确的）空间力除以（不确定的）动压力。

12.2.5 气流可视化

测量运行中的风力机叶片表面的压力分布和局部空气动力，对于确定叶片的现场空气动力学特性是有用的。另一方面，理解运行中的风力机的不稳定现象，对于研究叶片表面的流型和整个叶片的压力分布也同样重要。

虽然实现整个风力机叶片表面的气流可视化不容易，但是可通过油膜法来观测叶片表面的平均气流特性。使用该方法，通过将液体或细颗粒涂在叶片表面，运行后通过液体的式样来观测叶片表面单独区域的气流特性。还可以利用升华技术监测旋转叶片边界层的过渡，例如使用樟脑球，其在边界湍流部分升华得更快。为了观测叶片表面气流的动态特性，有可视化方法来确定一些量的特性，如粘在叶片表面的短针，并用安装于轮毂的视频摄像头来记录它们。通过该方法，可观测入流不稳定性、大气边界层的空间变异及偏航操作对叶片表面气流的动态影响。因为视频摄像头安装在旋转的轮毂上，图像通过集电环或遥测器传输至静止系统，或存储于轮毂中的记录仪，一种检测失速的方法是所谓的失速标志技术（Corten，1998）。在附着流中光学反射镜被失速标志隐藏，但是在失速边界层，反向气流使此标志倾斜，从而使得反射变得可见，使失速区域的光学检测成为可能。

12.3 现场风轮空气动力学数据库

如前面提到的，常规的风力机实验程序通常不能对验证和提高空气动力学设计方法提供足够的信息，因为它们仅测量了集成的、总的（叶片或风轮）载荷。这些载荷包括空气动力学和质量的诱导元素，并且它们在一定展向长度内是结合的。在 1980 年代后期和 1990 年代，已认识到为改善空气动力学建模，需要更多直接的空气动力学信息。基于该原因，几个研究机构发起了实验研究，从中测量不同径向

位置的压力分布和由此产生的法向力和切向力以及入流角度和速度。

但是，这种通过大量的数据来进行的空气动力学现场实验通常非常耗时、昂贵和复杂，并且需要大量的数据缩减。此外，通过实验研究发现，每个风力机结构可能出现非常不同的空气动力学响应特性。因此，从这些耗时、昂贵和复杂的实验中获得的结果可能仅具有有限的有效性。

基于该原因，在这些实验中的合作被认为很有利。在 IEA Wind 的资助下，建立了附件XIV和附件XVIII（Schepers 等，1997；Schepers 等，2002a）的合作。这些项目开始于1992 年，结束于2001 年。这些项目所谓的运行代理方（协调者）为荷兰能源研究中心。

合作产生了大量的空气动力学测量的数据库。该数据库为大量的风力机配置提供了独特的气动数据，已经被用于模型验证及模型开发中。将理解和模型相结合比单独实验程序获得的结果更具有普遍有效性。而且，该项目成为气动测量相关的具体知识的交换平台。这对于所有参与者是非常有启发性的，通过其加速了实验流程。

12.3.1　测试矩阵

全尺寸的空气动力学实验程序涉及以下七个组织机构，见 IEA 附件XIV和/或 IEA 附件XVIII。

1）代尔夫特理工大学（DUT），荷兰。DUT 的实验是在两叶片、直径为 10m 的风力机上实施。叶片非扭曲并且无锥形。

2）荷兰能源研究中心（ECN），荷兰。ECN 的实验是在两叶片、直径为 27.4m 的风力机上实施。叶片扭曲并且锥形。

3）帝国理工学院（IC）和卢瑟福·阿普尔顿实验室（RAL），英国。IC/RAL 的实验是在三叶片、直径为 16.9m 的风力机上实施。叶片扭曲并且锥形。

4）国家可再生能源实验室（NREL），美国。NREL 的实验是在三叶片、直径为 10m 的风力机上实施。提供了两种类型叶片的测量：

① 叶片非扭曲并且无锥形；

② 相似叶片，无锥形但是扭曲。

5）三重大学，日本。三重大学的实验是在三叶片、直径为 10m 的风力机上实施。叶片扭曲并且锥形。

6）Risϕ 国家实验室，丹麦。Risϕ 的实验是三叶片、直径为 19m 的风力机上实施。叶片扭曲并且锥形。

注：可再生能源系统中心（CRES，GR）也参与了 IEA 附件中的研究。

IEA 附件XIV和XVIII创建的数据库布置详见表 12-1。

该数据库中的数据可以概括如下：

1）风轮直径的范围为 10 ~ 27m。

2）叶片数量是两个或者三个。

表 12-1　IEA 附件XIV和XVIII的测试矩阵

参与者	ECN	DUT	NREL	IC/RAL	Risϕ	Mie
直径/m	27.44	10	10.06	16.9	19	10
叶片数量	2	2	3	3	3	3
叶片结构	扭曲并且锥形	非扭曲并且无锥形	（1）非扭曲并且无锥形 （2）无锥形但是扭曲	扭曲并且锥形	扭曲并且锥形	扭曲并且锥形
廓线	NACA 44xx	NLF 0416	S809	NACA 632xx	NACA 632xx	DU91-W2-250 DU93-W-210
气动测量	压力分布	压力分布	压力分布	压力分布	分段力	压力分布
压力接头仪表径向站	3 （30%，60%，82%）	4 （30%，50%，70%，90%）	4 或 5 （30%，47%，62%，80%，95%）	6 （20%，30%，40%，50%，65%，80%）	3 （37%，68%，98%）	4 （32.5%，50%，70%，90%）
每站的接头数量	47	59	28 或 32	26	—	50
入流角和入流速度	五孔探针	三孔探针或六孔探针	五孔探针和/或风向标	五孔探针	五孔探针	五孔探针

（续）

参与者	ECN	DUT	NREL	IC/RAL	Risφ	Mie
入流测量仪表径向站	1（42%）	4（36%，56%，76%，96%）	4（30%，47%，63%，80%，95%）或5（34%，51%，67%，84%，91%）	3	1（72%）	5（21%，39%，56%，76%，96%）
测量速度/Hz	128或64	333	520	625	25	95
截面测量	同时存在	部分	同时存在	两个站同时存在	—	部分
雷诺数	1.8×10^6	0.9×10^6	0.7×10^6	1.0×10^6	1.0×10^6	0.5×10^6
平均局部入流角（°）	-5 ~ +40	-5 ~ +40	-5 ~ +40	-5 ~ +40	-5 ~ +40	-5 ~ +40
偏航角（°）	±30	±30	±30	—	±30	±30
转速/min^{-1}	固定转速但也可变速	固定转速	固定转速 71.63	固定转速 38.2	固定转速 35.6、47.5	固定转速 90

注：旋转条件下雷诺数为70%R。

3）有两种局部空气动力测量：通过使用天平测量不同分段的力（Risφ 应用该方法）；通过使用压力接头测量沿着叶片到压力扫描仪的压力分布（其他参与者应用此方法）。

4）空气动力测量分段数量的范围从三段到六段。在两个或两个以上的部分同时或部分实施测量。

5）通常，使用多孔探针测量入流角，为了获得攻角，这些探针安装于边缘经过几次修正的叶片前端。

6）压力测量的采样速度为 64 ~ 625Hz，分段力测量的采样速度为 25Hz。

7）70% 半径分段的雷诺数从 0.5×10^6 变化到 1.8×10^6。

12.3.2　提供的数据

以时间序列的形式提供测量结果（旋转及静止状态）。为了便于从文件中选择信号，将所有文件按相同的格式提供是非常必要的。目前一致认为，必须提供三种类型的文件：

1）日志文件：这些文件包含有关测量程序的一般信息。它还应包含：

① 测量的日期和时间；

② 空气密度、气压及温度；

③ 读取其他文件所需要的信息（如压力接头数量、风速仪数量等）

2）概要文件：这些文件包含关于风速、风向、转速、桨距角、机械载荷、攻角、入流速度及廓线系数等信息，所有量都是时间和方位角的函数。

3）压力文件：这些文件包含压力记录。

文件格式和文件名是同步的。文件以每个信号的统计数据（平均值、最大值、最小值、标准偏差）开始。

注意旋转期间测量的空气动力学截面特性也被详细说明。作为参考，如果允许，可增加二维风洞试验数据。

数据库对公众开放，详见 http://www.ecn.nl/nl/units/wind/rd-programma/aerodynamics/projects/field-rotor-aerodynamics-database/。在知会 IEA 附件XIV/XVIII研究组关于使用该数据获得试验的情况下，数据可提供给第三方机构。

12.3.3　结果

IEA 附件XIV/XVIII的测量数据已被用于一些分析研究中。最成功的活动有：

1）失速延迟的研究：研究清楚表明，风力机叶片内部叶片剖面的空气动力学法向力远大于来自二维风洞试验测量的期望值。它表明（由该结果可解释为）这些现象取决于桨距角。基于这些测量数据，可以开发更好的失速延迟模型。

2）以压力分布为基础的计算流体力学（CFD）代码（NS 码，自由尾迹方法及 RFOIL）验证。

3）以方位角分级平均 $c_n - \alpha$ 数据为基础的偏航模型验证。

大多数计算和测量值之间的对比显示，失速以下呈现较好的合理的一致性，但

是失速以上该一致性变差。解释测量时存在的问题几乎都与攻角有关（在较小程度上，与具有不确定动压力的空气动力的无量纲化有关）。目前已开展了一些研究，可通过下面的方法来避免不确定性的影响，用气动弹性代码对来自 IEA 附件数据库的时间序列进行仿真，然后再对比计算载荷、测量载荷、平均载荷、三维载荷和气动分段载荷（Schepers 等，2004）。

另一个问题在于入流条件非常不固定且部分未知的事实，例如，非常混乱的动态失速循环（Bjorck，1995）。这些动态失速测量作为动态失速模型验证材料的价值有限，因为这些模型需要风轮平面内气流的精确信息。对于一些 CFD 方法的验证，过渡模型也有问题。固定过渡也需要回顾测量，但在 IEA 附件XIV/XVIII数据库中没有这样相应的测量。

12.4 特殊风气候/高风区域的数据库

这些数据库关注强风及极端风的数据，例如由每年出现在亚洲太平洋地区及世界各地的台风或飓风所造成的强风。而且，这种风的湍流会相当大地影响复杂地形中的风力机的疲劳载荷。

全球商用风力机生产都是基于 IEC61400-1 标准，并根据平均风速和湍流强度决定的规范来选择适合于安装地点的风力机。IEC61400-1 是基于欧洲和美国的风况，不适用于在季风区出现极端风的地区，例如日本。

但是，最近日本台风造成的损失在增加，并且当地风特性和地形结构的影响已经很明显。为了避免风力机被这些极端风损毁，有必要对湍流和极端风速进行评估，并在选择或设计风力机时考虑这些极端风特性。因此，日本新能源和产业技术开发组织已写成一本手册，内容涵盖适合这种风况的风力机选型程序及问题澄清的过程。在该手册中，提供了以下评估极端风速的详细材料及便于选址方面评估的支持材料（日本新能源和产业技术开发组织，2008）。

1）日本极端风速分布轮廓图："极端风速地图"。

2）用户数据库，可查阅诸如当地地形影响更详细的信息："极端风速数据库"。

这些数据给出了以 1km 网格覆盖的整个日本，并通过 1m 高度的数据表示了大规模地形结构对几千米尺度的影响。此外，如果现场包括特殊的局部特征，用户需检查基于极端风速地图数据的小规模地形特征的影响。

极端风速地图和极端风速数据库具有以下特征。

1）通过统计学处理观测值和台风模拟结果来获得气象观测站网格数值。通过对来自气象观测站网格数值插值及风数值分析来获得其他网格的数值。

2）基于日本建筑学会关于建筑物载荷的建议（2004），将气象观测站网格数值将从 50 年跨度的期望值转换成 250m 高度处的风速。根据风向区的数据流分析

计算，使用指数法和从垂直风速廓线获得的表面粗糙度来计算。它被用来建立极端风速地图和极端风速数据库。

3）在风力机上游几千米处大规模地形特征的加速和减速影响，应考虑气象观测站之间的任意位置。

4）极端风速地图绘制了所有风向区的最大极端风速。极端风速数据库根据八个风向区提供了极端风速数据。

5）极端风速数据库给出的是 250m 高度的风速。

12.4.1　地形复杂度

当地形不符合平坦地形的标准条件时，有必要对风况进行检查和评估。在日本风力发电指南中，地形复杂度通过以下指标判断：

1）地形坡度为10°及以上。

2）在安装点5km 范围内测量的迎风侧地形截面的海拔标准偏差大于轮毂高度的1.5 倍。

3）在轮毂高度 5 倍、10 倍和 20 倍内的迎风侧地形截面的海拔标准偏差分别超过轮毂高度的 0.5 倍、0.8 倍和 1.4 倍。

4）风速的加速度超过当地地形的 1.1 倍。

5）超过 30% 的地区非常陡（非常陡意味着地形坡度大于 30%）。

来自第 1 ~ 3 项的条件构成了符合 IEC 标准的索引。可判断存在可能性，风速受到第 1 项中的当地地形、第 2、3 项的地形复杂度的影响。由于在高海拔区风力机上风处可能有山，虽然认为其加大轮毂高度处风速的可能性比较小，但是会增加湍流。第 4 项与第 1 项当地地形对风速增加的影响效果有关。这取决于建筑物载荷建议关于加速度评估确定的额外风速。虽然风速加速的可能性已在第 1 项描述，但是在接近地面时，加速度通常比较大，地面以上高度时加速度变小。因此，在轮毂高度风速由加速率修正的前提下，即使假设更高层的风速相当于平坦地面的风速，垂直风廓线对大型风力机评估的影响被认为较小。典型的是地形陡峭指数（RIX），该指数与第 5 项有关，与 Risϕ 国家实验室开发的风仿真软件 WASP 一起使用。RIX 是一个判断 WASP 覆盖面的参数，根据风向分段，它提供的地形占有率要比会发生气流分离的斜坡处更为陡峭。用于计算 RIX 分离判断的坡度阈值通常设为 0.3，即坡度为 30% 或坡度角为 17°。

当根据 16 个区的风向评估得到上面提到的指数时，指数中的最大值用来判断地形复杂度。复杂度通过以下指标进行判断：

1）低复杂度：第 1 ~ 5 项都不符合。

2）中复杂度：第 1 ~ 4 项的一项或多项符合，但第 5 项不符合。

3）高复杂度：第 1 ~ 4 项的一项或多项符合，并且第 5 项也符合。

但是，上面讨论的判断步骤是地形复杂度判断的标准方法，即使当复杂度被判断为低或中时，也有根据地形特征将湍流高值和/或极端风速考虑在内的可能性。

此外，当现场观测值与标准风况和/或风速数据有很大区别时，通过在标准风况中增加当地地形影响来修正，所以无论上面提到的地形特征的判断结果如何，有必要详细了解现场的风特性及包括数值模拟的周边地区。

12.4.2 极端风速地图

极端风速地图提供了1km网格覆盖的整个日本的极端风速。风力机安装点周围的极端风速分布特征可通过极端风速地图来分析。

为方便用户正确使用，极端风速地图具有以下特点：

1）提供30m、50m及70m三个不同高度的风速。

2）地面粗糙度的影响基于日本国土地理院提供的国家数字土地信息。

3）提供极端风速地图，目的是数值风速分布能以分布图的形式被理解。

考虑了1km网格的平均海拔数据的影响及地面粗糙度分布对风速的影响，建立了极端风速地图。因此，虽然考虑几千米或更远范围的大规模地形特点的影响中，1km网格被作为最小单元表示，但小于1km的地形结构占主导时，用户应在本地进行检查。

12.4.3 极端风速数据库

当判断风力机安装地点不平坦时，有必要使用极端风速数据库通过由地形特点、数值模拟和风洞实验导致的风加速方程式来评估当地地形的影响，并且有必要计算极端风速。因为地形对极端风速的影响取决于上游地形特征，影响度取决于风向，所以有必要利用极端风速数据库的风向区决定的极端风速来检查地形的影响。

极端风速数据库提供1km网格的极端风速，依赖于以下条件和极端风速地图：

1）提供了八个风向的极端风速。

2）提供了250m高度的风速。

3）提供数值信息形式的数据库用来评估小地理特征的影响。

12.5 未来趋势

空气动力学（和其他）现场实验中的一个明显问题是由动态、不均匀和不可控的风况所导致的不确定性。为了理解不稳定的三维空气动力学现象，需要利用统计技术，如时间平均方法和系综平均方法，将来自现场的风轮实验结果转化成更可靠的空气动力学设计方法。

不确定气流问题在后续的项目中已解决，并对风洞放置的风轮模型进行了详细的空气动力学测量（例如，NREL的NASA-Ames和EU Mexico项目，http://wind.nrel.gov/amestest/，http://www.ecn.nl/nl/units/wind/rd-programma/aerodynamica/projects/mexico/）。这些测试中已知的、静态的、均匀的及可控的条件极大地方便了对结果的解释。在Mexico项目中，除了叶片空气动力学测量外，甚至可能使用粒子图像测速技术映射风轮周围三维流场的细节。如此详细的流场映射仍然难以在现场

应用。另一方面，应认识到“平稳的”风洞条件不能完全代表风力机“感觉”到的条件，风速的波动和气流的非一致性构成了重要的设计驱动力。而且，干扰缩放比例和风洞效应可被视为风洞测量的缺点。

作者相信，只有将来自置于风洞中风力机的详细的空气动力学测量信息与置于现场的风力机的相似信息结合起来，才能建立对风力机空气动力学的充分理解，其中比 IEA 附件XIV/XVIII中风力机容量更大的风力机应结合更先进的测量技术在现场应用，见 DanAero 试验的示例。对于空气动力学现场测量，必须将其与非常详细的气流测量结合，以确定空气动力学对不稳定条件的响应，其中应设法捕捉极端风况。风洞测量为基本气动特性生成上提供支持。而且若受保护的风洞环境允许以相对简单的方法应用更先进的测量技术，风洞实验可用来研究高平均风速及任意高湍流强度下风力机的空气动力学特性。将所有这些信息结合起来，将使得改善空气动力学模型和设计更可靠、更少维护的风力机成为可能。

12.6 参考文献

Architectural Institute of Japan (2004), *Recommendations for Loads on Buildings* (in Japanese), Architectural Institute of Japan, Tokyo.

Bjorck, A (1995), *Dynamic Stall and Three Dimensional Effect*, FFA-TN-1995-31, FFA.

Corten, G P (1998), *The Stall Flag method: Proof of Concept*, ECN-RX-98-001.

New Energy and Industrial Technology Development Organization (2008), *Report on the Japanese type wind power generation guideline*. Available from: *http://www.nedo.go.jp/library/furyokuhoukoku/index.html* (in Japanese) [Accessed 7 Feb 2010].

Schepers, J G, Brand, A J, Bruining, A, Graham, J M R, Hand, M M, Infield, D G, *et al.* (1997), *Final report of IEA Annex XIV: Field Rotor Aerodynamics*, ECN-C-97-027.

Schepers, J G, Brand, A J, Bruining, A, Rooij van, R, Graham, J M R, Paynter, R J H, *et al.* (2002a), *Final report of IEA Annex XVIII: Enhanced Field Rotor Aerodynamics Database*, ECN-C-02-016.

Schepers, J G, Feigl, L and Rooij van, R (2004), 'Analysis of detailed aerodynamic field measurements using results from an aeroelastic code', *Wind Energy*, 7, 357–71.

Schepers, J G, Heijdra, J J, Foussekis, D, Øye, S, Rawlinson Smith, R, Belessis, M, *et al.* (2002b), *Verification of European wind turbine design codes, VEWTDC final report*. ECN-C-01-055, Energy Research Center of the Netherlands. Available from: http://www.ecn.nl/publicaties/default.aspx?nr=ECN-C-01-055 [Accessed 7 Feb 2010]

第 13 章　风力机在低风速环境下运行的优化设计

M. CLIFTON-SMITH Garrad Hassan Pacific，澳大利亚
D. WOOD 卡尔加里大学，加拿大
A. WRIGHT，Hydro Tasmania Consulting，澳大利亚

摘要： 本章考虑低风速条件下的风力机和最优叶片设计来提高在这些运行条件下的性能。主要的目的是当风开始吹的时候实现叶片的快速加速，因为平均起动风速高于切入风速，这是低风速运行的常规方法。文中描述了一个叶素方法且该方法表现出与一个三叶片 500W 风力机实测起动顺序非常好的一致性。起动时间的解析式可能只有在简单且不切实际的条件下有效。然而，采用一种数值的、差分递归策略，叶片可以设计成在保持高效率功率提取的同时减小起动时间。典型地，最高效的叶片设计起动总是很慢，但是在效率方面损失一点，可以换来起动时间的大大减小。一个 5kW 风力机叶片设计实例采用这种方法。本章也阐明在噪声最小化的情况下减少起动时间也是可能的。

关键字： 风力机，低风速，起动，最优化，叶片设计，风力机叶片设计，低风速特性，噪声

13.1　引言

立即表明一点是重要的，对于在低风速下从风力机中提取较大功率的问题是没有神奇的解决办法的；风速限制了功率的上限。换言之，对于常规风力机贝茨（Betz）极限适用于 25m/s 同样适用于 5m/s。对于任何风力机，不同之处是功率输出中的 125 因素（a factor of 125）。美国关于低风速技术的计划中认可该限制，见 Calvert 等（2002）的文献，其致力于风力机技术的总体改进，包括更便宜但是更高的塔架和更轻的叶片。当然，如果成本被降低，则必须有“低风速”经济性的改进，但是这里我们集中于叶片设计及建造中的具体工程问题上。

这里至少有三条理由可以说明为什么对于常规风力机，好的低风速特性很重要：

1）对于独立供电系统，风力机的选址可能更多考虑的是载荷而非资源。

2）可以确认一台风力机在较高的风速下可以获得可利用的能量。我们将会看到这是一个重要的问题，因为风力机叶片从静止到开始旋转的风速要比切入风速高很多。

3）客户想要看到风正在吹的时候叶片是旋转的，而不会太挑剔实际的发电量。

低风速特性通常根据切入风速来讨论，切入风速在国际电工委员会（IEC）关

于大型和小型风力机的标准中被定义为“风力机产生功率的最小平均风速”，与 IEC（2006）通过风速和功率输出的 10min 平均值所确定的一样。事实上低风速特性比这种单个度量表示要复杂得多。图 13-1a 显示了出自于 Wright（2005）的一个三叶片、2m 直径、500W 的风力机风轮速度相对风速的曲线图：一个更早的版本由 Wright 与 Wood（2004）给出。根据 Wright 与 Wood（2004）中描述的方法，每一个数据点被评估为“稳态”、“加速”或者“减速”，且这个决定了绘图时使用的符号。“稳态”点给出了每一个风速的最大风轮速度，当风速变化时，这些点围绕着发电量的轨迹形成一束。在它们下面是相对高风速处的加速点（大多数）以及在低速时的减速点。如图 13-1b 所示，风力机通过运行曲线与静止状态（转轮速度为零）之间时有明显的滞后。风轮从静止起动的平均风速为 4.5m/s，回到静止状态的平均风速为 2.5m/s。常规的切入风速是 3.5m/s。这些差异对于制造商、安装人员及小型风力机的所有者来说像趣闻一样众所周知，且令人惊讶的是它们吸引的学术关注很少。

图 13-1a 中的实线是通过叶素理论估计的三个区域之间的边界：它确实非常好，随后将解释原因。从图 13-1 中明显可见，获得良好低风速特性的主要困难是起动叶片。静态叶片的气动转矩必须克服传动链和发电机中任何的阻力矩。对于大多数没有桨距调节的小型风力机，起动就变得更加困难。这通常被认为成本太高，但是判定了静态或缓慢旋转的叶片具有高攻角、低升力和高阻力的特性。

图 13-2 显示了一个典型的风力机起动顺序，用来得到图 13-1 中叶片恰好将要起动的平均风速。起始时间是任意的。大约 5s 时，小阵风引起静态叶片加速。在

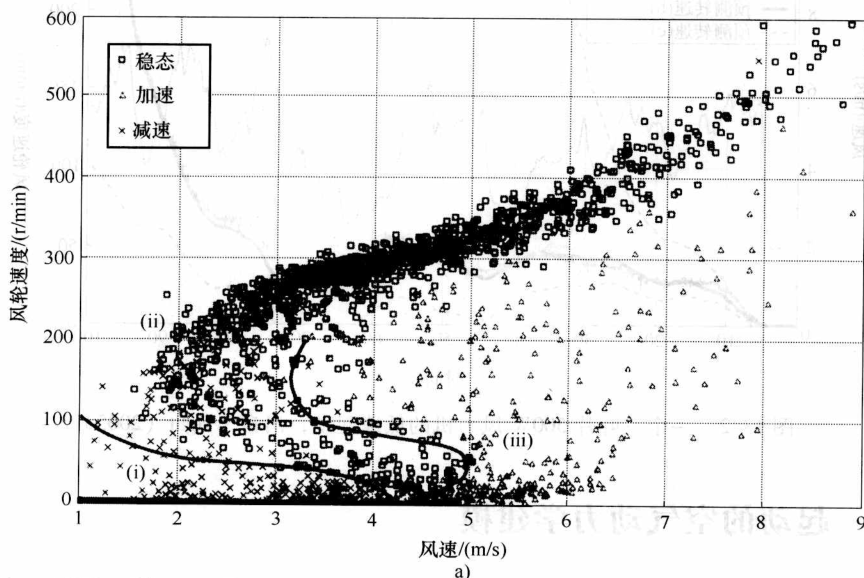


图　13-1

a）一个三叶片 500W 风力机的低速特性，出自 Wright（2005）

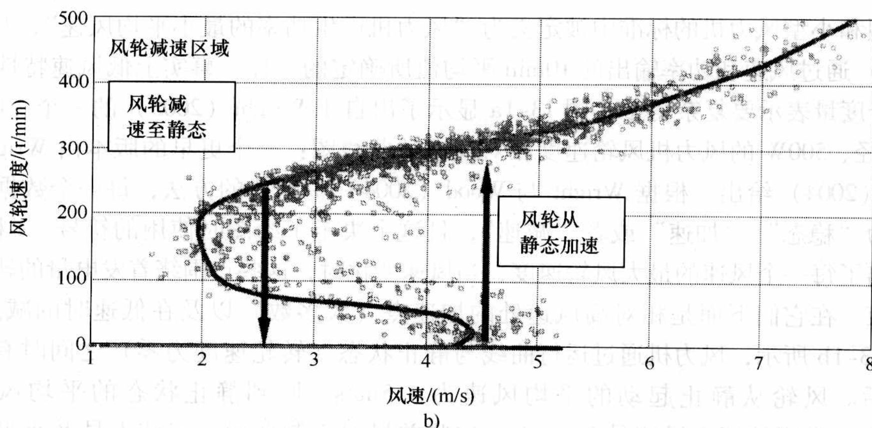


图 13-1（续）

b）风轮滞后特性的简化表示，取自（2005）

实线表示减速区域（ⅰ）、稳态区域（ⅱ）及加速区域（ⅲ）之间的边界，如叶素理论中所发现的那样。

接下来很长的一段时间，直到大约85s时，风轮缓慢加速并且叶片的攻角缓慢减小。这是“空转期”，其长度尺度为 U^{-2}，这里 U 是风速（Wright 与 Wood，2004）。最后短时间内的快速加速也是典型的。

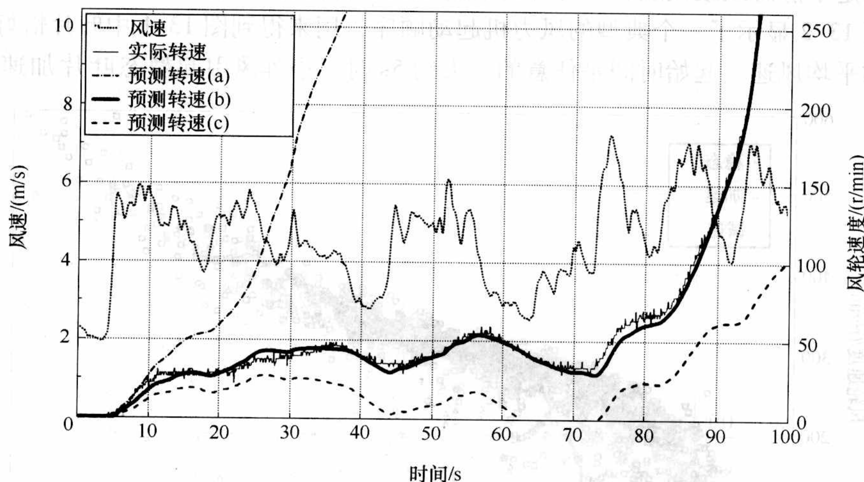


图 13-2 一个三叶片 500W 风力机的低速起动，出自 Wright（2005）

13.2 起动的空气动力学建模

将用于计算功率输出的标准叶素方法（BEM）（例如 Burton 等，2001）转化成一个空转期内风轮加速的准稳定预测法，是一个简明的任务。有一些令人惊讶的是，图 13-2 显示的准稳定分析对于最后的时段也是精确的。

对于空转做出如下相关的假设：

1）风轮从风中获得少量的能量，因此风通过叶片而不会减慢速度。

2）风轮加速很慢，因此可以使用准稳定分析。

3）气动转矩只用来加速风轮。

对于空转期末端时的风轮动能 $1/2NJ\Omega^2$（这里 N 表示叶片的数量，J 表示一个叶片的惯性，Ω 表示转轮角速度）与长度为 T_s 的空转期内穿过转轮的风的动能 $1/2\rho U^3AT_s$（这里 ρ 是空气密度，U 是在起动过程中的平均风速，转轮面积 $A=\pi R^2$，R 是叶尖半径）的比率为较小值的情况，这些假设也是成立的。进一步假设叶片对风力机的惯性提供决定性作用，在我们的经验中总是如此。对于图 13-2 中的顺序，其中 $NJ=0.43\text{kgm}^2$，$\Omega=75\text{r/min}$，$U=4\text{m/s}$ 及 $T_s=80\text{s}$，比率是 0.0014。

准稳定允许在任何时间使用稳定的升力和阻力数据来评估风轮转矩。

就所知的阻力矩而言，第三种假设通过使净转矩等于 NJ 倍的角加速度导出一个关于 Ω 的常微分方程式。该方程式可以很容易地用像龙格-库塔法这样的标准方法求解。对于图 13-1 和图 13-2 中的风力机，静态阻力矩是 0.36Nm，比额定转速下功率产生的转矩小两个数量级。这个值用于图 13-2 所示的计算中。遗留的问题是在攻角 α 达到 90°时对翼型升力和阻力的分类。这是很困难的，有两个原因：首先如图 13-2 中曲线（a）、（b）和（c）所示，计算对升力和阻力的值非常敏感，在下面将会解释。其次，对于在高 α，尤其与低雷诺数 Re 结合的情况下，关于翼型特性的信息较少，小型风力机就是一种典型情况。合理地假设在高 α 下，所有的翼型趋向表现为平板特性，则能够缓解这些问题。而且，一个静态叶片上的阻力不会影响气动转矩，因此必须对升力进行精确建模。一个推论是当叶片开始转动的时候，气动转矩减小并且阻力的影响增大。

500W 叶片的叶尖弦只有 43mm，并且它相对于旋转平面的扭转角固定为 3°。在 3.5m/s 的风速下，静态叶片的叶尖 $Re=10^4$，$\alpha=87°$。不用说，对于这样的条件没有升力和阻力数据可以用于叶片使用的 SD7062 翼型；唯一可用的数据，出自 Lyon 等（1997），涵盖 $Re\geqslant6\times10^4$ 且 $\alpha\leqslant20°$。SD7062 翼型的最大厚度为 14%，并且对于更高攻角可以找到的最相关的翼型数据是 Ostowari 和 Naik（1985）的厚度为 18% 的 NACA4418，$Re\geqslant2.5\times10^5$。用于获得图 13-2 和图 13-3 中标记为（a）的曲线的 C_l 与 C_d 值，是为得到无限展弦比的高 α 数据的两个源的混合，展弦比 AR 定义为叶片长度的二次方除以平面面积。

Viterna 和 Corrigan（1981）推导出针对高 α 升力和阻力的方程式，与测量的任何翼型的低 α 值是匹配的。以他们的方程式为指导可以得到估算（b），详细见 Wright（2005）。一个有趣的特点是在高 α 下，C_l 与 C_d 都依赖 AR。确定 C_d 的最大值为

$$C_{d,max}=1.11+0.018(AR) \tag{13-1}$$

它是很多流体动力学书籍中，给出的一个普通平板的阻力系数的近似值，例如典型的 White（1999），其中 $AR\leqslant20$。完全有理由期望如图 13-3 中 Ostowari 和 Naik（1985）的

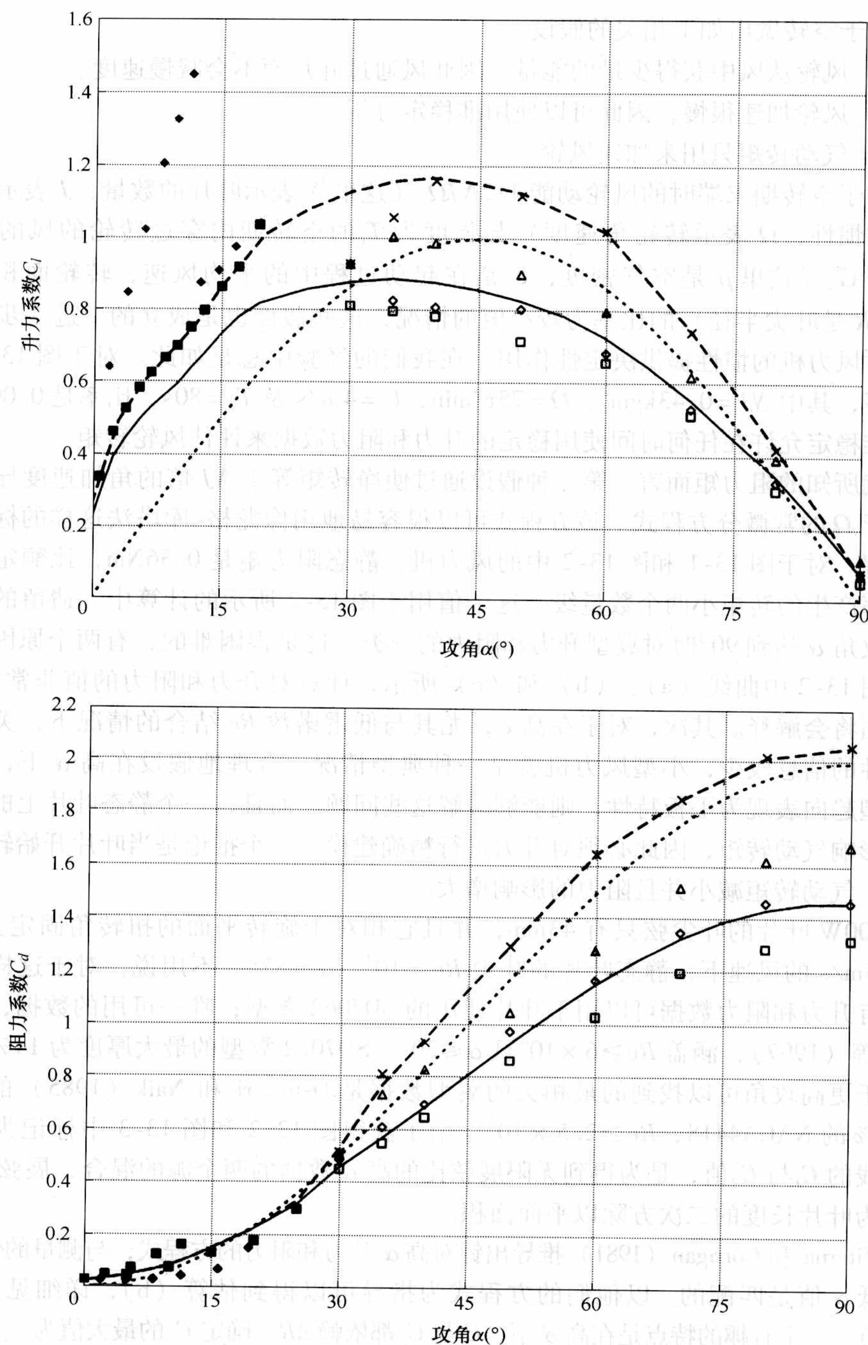


图 13-3　全范围攻角比内的升力和阻力，出自 Wright（2005）。符号与线的定义见表 13-1，除了估算（c）用点表示

NACA4418 数据所建议的，$C_{d,max}$依赖于AR，但是式（13-1）在高AR的叶片情况下，如对于二维平板$C_{d,max}$是 2.0，可能会给出过大的变化。更进一步，但可能不太重要，对于一个平板$C_{d,max}$（AR）必须等于$C_{d,max}$（$1/AR$），但是式（13-1）给出的明显不是这样。在用于电力生产的叶素理论中，在低α下没有根据AR被修正的C_l，在高α下分析起动时其是否应该被修正是不明确的。尽管如此，估算（b）给出了非常精确的起动预测，不仅仅是对于图 13-2 所示的数据，还有 Wright（2005）中分析的超过 200 个起动结果中的大部分。

表 13-1 图 13-3 中升力和阻力数据的标志及图 13-2 所示的详细预测

标志	参考文献	翼型	Re	AR
■	Lyons 等（1997）	SD7062	6×10^4	无穷
◆	Lyons 等（1997）	SD7062	10^5	无穷
□	Ostowari 和 Naik（1985）	NACA4418	2.5×10^5	6
◇	Ostowari 和 Naik（1985）	NACA4418	2.5×10^5	9
Δ	Ostowari 和 Naik（1985）	NACA4418	2.5×10^5	12
×	Ostowari 和 Naik（1985）	NACA4418	2.5×10^5	无穷
········	估算（a）-翼型数据			无穷
——	估算（b）-基于 Viterna 和 Corrigan（1981）			叶片AR
……	估算（c）-平板方程式（13-2）与式（13-3）$A_l=A_d=2$			无穷

估算（c）源自于无限AR“平板”方程式：

$$C_l = A_l \sin\alpha\cos\alpha \tag{13-2}$$

$$C_d = A_d \sin^2\alpha \tag{13-3}$$

包括 Strickland 和 Graham（1987）使用该公式令$A_l=2.25$，$A_d=3.25$，Meyer 和 Kroger（2001）使用该公式令$A_l=A_d=1.98$，Wood（2001）使用该公式令$A_l=A_d=2$。这些公式低估了起动特性，部分是因为仅有它们在$\alpha=90°$给定C_l为 0，这对于一个平板是正确的，但是对于一个拱形的翼型显然不是：注意升力仅仅对初始叶片旋转起作用。Wood（2004）与 Clifton-Smith 和 Wood（2007）对式（13-2）与式（13-3）添加了临时附加项来提高特殊翼型的精确度。

令$A_l=A_d=2$，简单的式（13-2）与式（13-3）允许作用在转轮的准稳定转矩Q写成简单的闭合形式

$$Q = N\rho U^2R^3\int_{r_h}^{1}(1+\lambda^2r^2)^{1/2}\sin\theta_p(\cos\theta_p - \lambda r\sin\theta_p)crdr \tag{13-4}$$

式中，λ是叶尖速比，θ_p是相对于旋转平面的叶片扭角，c是叶弦，r是半径，r_h是轮毂半径，全部由R进行归一化（Wood，2004）。式（13-4）表明气动转矩与U^2成正比，并且与起动时间取决于风速二次方反比的发现是一致的。严格地说，这只有在阻力矩为零的情况下为真。在这种情况下，式（13-4）也表明Q与N呈线性化关系，并且如果叶片惯量支配风力机的惯量，那么起动变得与N无关。这个限制结果有一些非常重要的结论将会在后面提到。看来随着风力机尺寸减小，阻力矩变得更加重要，这可以解释为什么游艇等微型

涡轮机常常有五个或七个叶片。式（13-4）也说明增加风轮尺寸对于改进起动是一种明智的方法。如果将式（13-4）与高 λ 的近似值，以及优化风轮功率提取中 c 和 θ_p 的公式相结合，

$$rcC_l \approx \frac{16\pi}{9N\lambda^2} \tag{13-5a}$$

$$\tan\theta_p \approx \frac{2}{3r\lambda} \tag{13-5b}$$

它们都是 Burton 等（2001）的式（3.67）与式（3.68）的极限形式，rc 的恒定性导出了一个 Q 的简单解析表达式。没有 Q 的解析式看起来可用于升力、阻力、弦及变桨距的其他公式表示，因此在实际中起动及其最优化必须进行数值化的研究。

分析的一个主要推论是起动转矩主要是在靠近轮毂的地方产生的（Wood，2001；Wright 和 Wood，2004；Wright，2005），主要有两个原因。首先，旋转对通过叶片可以看到的有效转速的作用非常小或为零。其次，式（13-5b）表明桨距角通常在轮毂区域最大。另一方面，众所周知功率产生的转矩来自于叶尖区域。这一点表明，设计快速起动并且效率高的叶片是可能的。然而，它也意味着设计在低 Re 下起动的小型风力机叶片的根部部分时，要非常小心谨慎。很多研究表明，例如 Sunada 等（1997），厚的翼型在高 α 且低 Re 下表现较差，因此应该避免大叶片中常见的厚翼型在轮毂附近的使用。

最后，起动时间取决于叶片惯量与阻力矩，两者对于功率产生都不重要。

13.3　对于功率和起动的叶片优化设计

叶片的设计主要包括选择构成叶片的翼型截面，然后确定例如弦和扭转分布来优化功率输出。也有局部结构和其他的需求，比如说对于大的叶片使用厚的截面来减轻到叶片圆形连接物的过渡，还有弦的修正以减小叶尖噪声。

关于起动转矩和功率来自叶片不同区域的观察表明，双优化是可能的，但是这样做的方法不是立即见效的。如上面所示，起动的解析表达式仅在有限制的情况下是可能的，因此需要某种数值优化的形式。我们的工作是基于差分进化（DE）算法，Price 等（2006），它是针对数值优化的众多“进化策略”中的一种。Wood（2004）、Clifton-Smith 和 Wood（2007）把它用于起动和功率优化，Clifton-Smith（2010a）把它用于包括叶尖损耗的功率优化，Clifton-Smith（2010b）把它用于噪声的最小化，而 Clifton-Smith 和 Wood（2010）把它用于塔架的优化。进化策略需要随机选择初始群体，然后“进化”许多代，目的是从中获得表现最优群体数量的收敛。我们大部分的计算使用了数量为 2000 的群体，如表 13-2 所示，还有设计例子中使用的其他主要参数在下面给出。λ_f 是叶尖速比，在 λ_f 下假定空转期结束。对弦和变桨距的约束可以很好地通过制造要求部分地设定。使用一个单翼型截面：SG6043，主要专门为小型风力机（Giguère 和 Selig，1998）设计。继续进化的术语，我们谈到叶片的“基因”，它是叶素中的弦和扭曲。在我们的全部工作中，对于

整个叶片使用同样的翼型截面，在轮毂附近增加截面厚度，对于大的叶片这是标准的做法，这可能引起在前面所述的低雷诺数下升力的严重损失并且增大了阻力。如果优化需要不同的截面或沿着叶片的厚度需要变化，那么叶片“基因”的数量也会增加，但变化可以很容易地纳入优化中。

表 13-2　叶片优化参数

群体数量：2000 个叶片	$U = 10\text{m/s}$
代的数目：200	$N = 3$
一个成员最大寿命：20	$R = 1.5\text{m}$
翼型：SG6043	$r_h = 0.15$
叶片密度：550kgm^{-3}	阻力矩：0 或 0.5Nm
$\lambda_f = 1$	$\lambda = 5.5$
最大弦：0.3	最小弦：0.02
最大 θ_p：25°	最小 θ_p：−5°
叶素数量：15	$0 \leqslant a_s \leqslant 0.5$

DE 通过随机选择“基因”，无论是从一个基矢量 $\boldsymbol{b}_i$，还是从一个试验矢量 $\boldsymbol{t}_i$，产生一个潜在的替代品或者比较矢量 $\boldsymbol{c}_i$（对于当前群体的第 i 个成员）。这个试验矢量除了由 $\boldsymbol{b}_i$ 还由一个加权差分矢量构成，如下所示：

$$\boldsymbol{t}_i = \boldsymbol{b}_i + w(\boldsymbol{u}_i - \boldsymbol{l}_i) \tag{13-6}$$

式中，w 是权重因子且 $\boldsymbol{b}_i$、$\boldsymbol{u}_i$ 与 $\boldsymbol{l}_i$ 是从当代中随机抽取的成员。DE 名称中的“差分”指这种使用加权差分矢量“繁殖”下一代的方法。“基因”按照如下的方法选择：

```
FOR j = 1, number of genes                    ! 对于每一个基因
    IF(rand < CR)
                        c_i(j) = t_i(j)       ! 从试验矢量中抽取基因
    ELSE
                        c_i(j) = b_i(j)       ! 从基矢量中抽取基因
END
```

其中，$rand$ 是一个随机数，$0 < rand < 1$，并且 CR 是一个交叉因子，这里采用 0.1。如果试验叶片比原叶片有更高的适应度，则新的叶片取代旧的叶片。适应度的定义如下：

$$fitness(i) = a_s \frac{\min(T_s)}{T_s(i)} + (1 - a_s)\frac{C_p(i)}{\max(C_p)} \tag{13-7}$$

这里计算中使用的因子 a_s 的值见表 13-2，C_p 是标准的功率系数，使用一个 BEM 模型（例如 Burton 等，2001）计算得到，并且最大值与最小值针对当前群体。本章介绍的所有图形结果是针对表 13-2 所定义的叶片。对于所有的计算，用到 15 个叶

素。图13-4显示了一个400代优化的典型收敛的历史，不包括叶尖损失。很显然，200代就足以获得接近收敛的结果。在50代左右时起动时间的快速增长与最大适应度（未示出）的一个增长相对应，表明最快起动叶片是这么多代中的一小部分并且有非常低的效率。在170代左右，T_s再一次增加，这次数量较少，主要是因为最快起动叶片的终止，而不是老化。

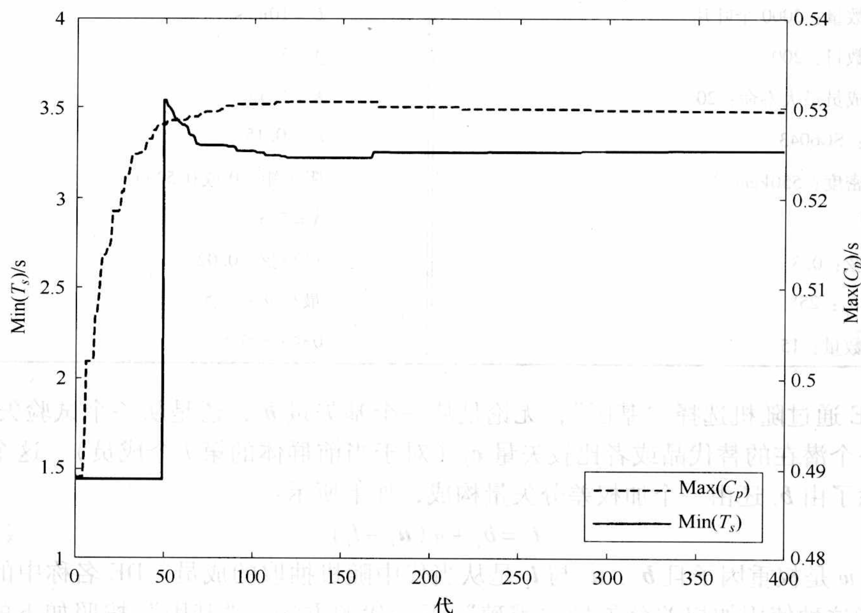


图13-4 400代的C_p与T_s的典型收敛，$a_s=0.1$，出自Clifton-Smith（2009）

对于起动和功率的双优化，DE计算的目的是画出C_p对T_s的图形的“最优边界”。对于离散计算，边界就是有比其他所有叶片更高的C_p或更低的T_s的子群体。通常最后群体的1%～10%位于边界上，并且如图13-5所示，对于不同的a_s值，需要多次运行程序来绘出它的图形。这是因为每次运行DE的结果趋向于在C_p与T_s二维空间的一小部分上收敛。假设用200代的数据去进行DE计算，则足够描绘出边界。除了发现用更多代的数据测试运行没有产生任何明显的变化，例如图13-4，有几个理由说明该假设是成立的。首先是当C_p是唯一的目标函数时，DE精确地再现了关于叶弦和扭曲的式（13-5），Wood（2004），Clifton-Smith（2009），并且在下面会给出结果。其次，图13-5所示的情况看起来是一个相对简单的优化问题，至少与比较难的相比，DE成功地解决了问题（Price等，2006）。

最优边界是所有优化的叶片的轨迹，设计者必须从中选择一个。图13-5中C_p

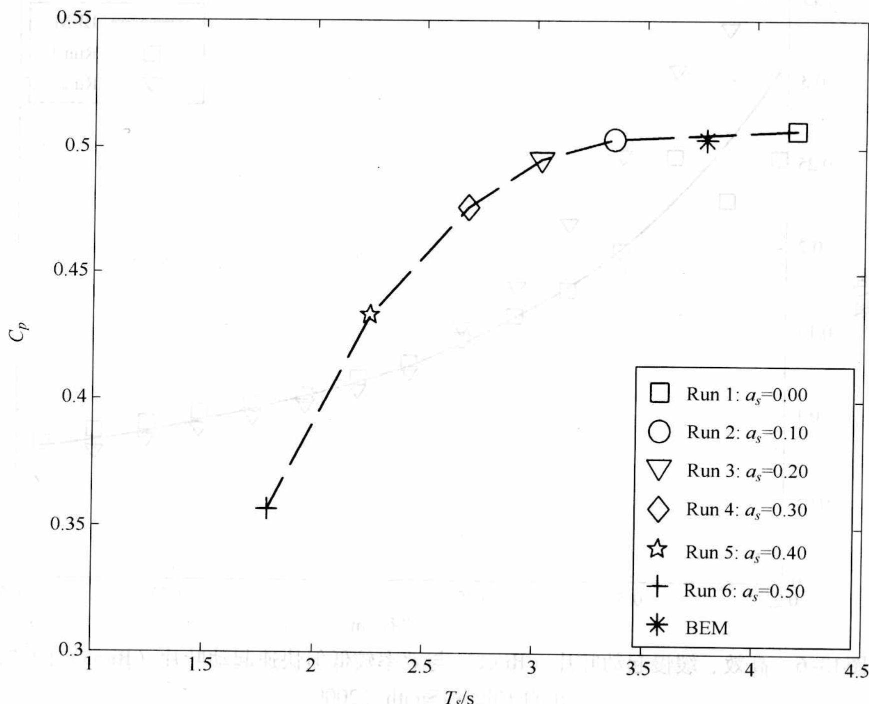


图 13-5 典型最优边界，$\lambda=5.5$，阻力矩 = 0.5Nm，包括叶尖损失校正，出自 Clifton-Smith（2009）

的值已经把图 13-4 中的值通过引入 de Vries（1979）的叶尖损失校正减去了。注意优化叶片式（13-5a）与式（13-5b）忽略了叶尖损失。图 13-5 显示了我们所做的所有双优化的最重要的特征：仅由上面描述的优化功率产生公式定义的“BEM”叶片，起动性能总是很差。而且，最优边界的形状是这样的，小的效率的降低可以换来起动时间的大幅度减少。

典型的改进的弦（见图 13-6）与扭转分布（见图 13-7）按照下面所示标记。Run1 是验证了的例子，即 DE 优化的结果忽略了起动时间的最小化，或者 $a_s=0$。Run1 和 BEM 弦与扭转分布［见式（13-5）］很好的重合，除了靠近叶尖的 DE 叶片扭曲，它已经通过应用 de Vries（1979）的叶尖损失校正进行了修改。这里对 BEM 分布没有进行校正。在轮毂附近的弦分布有一些不符和分散，但是这个区域产生的功率很少，因此对叶片改进施加的进化压力较小。对于 Run3，$a_s=0.2$。如图 13-5 所示，对于 C_p 一个小的减少，起动时间就有一个明显的改善。这主要是因为在轮毂区域的弦和扭曲的一个增加。叶片叶尖区域的不同还是因为进行 DE 计算确定 C_p 时包括了叶尖损失校正。

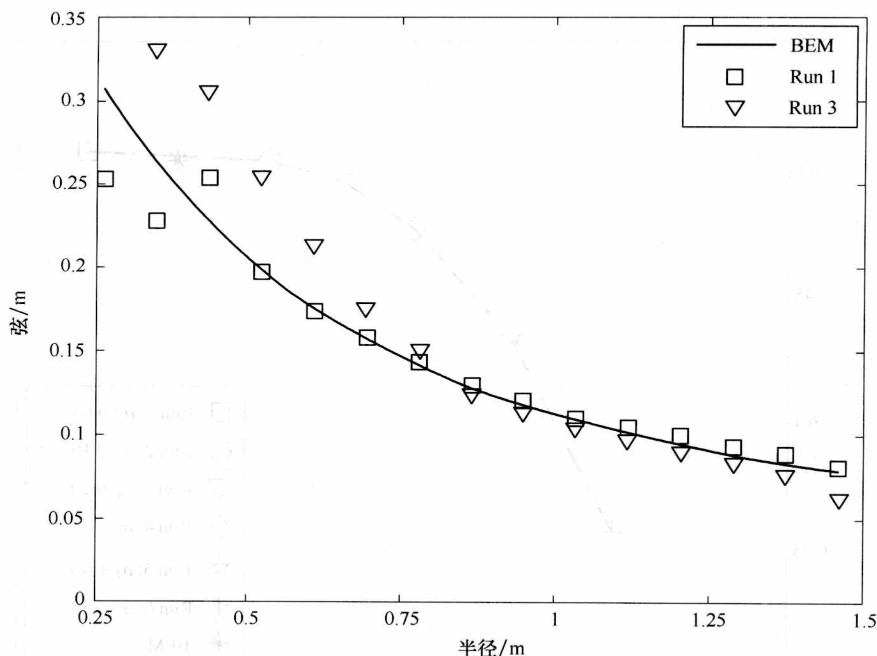


图13-6　高效、缓慢起动叶片（Run1）与效率较低但快速起动叶片（Run3）的弦，出自 Clifton-Smith（2009）

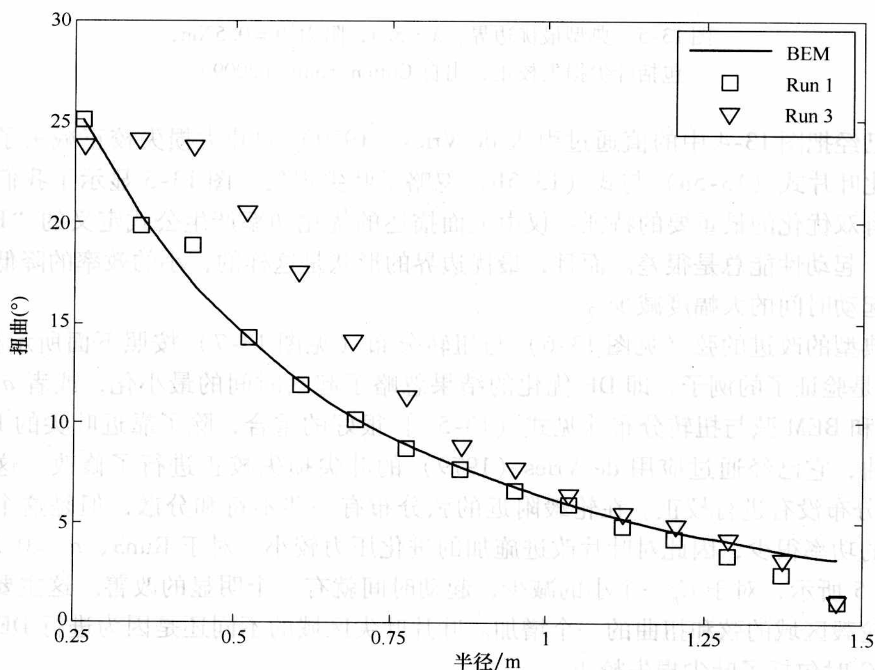


图 13-7　高效、缓慢起动叶片（Run1）与效率较低但快速起动叶片（Run3）的扭转分布，出自 Clifton-Smith（2009）

13.4 实际叶片的设计、建造与性能

双优化设计方法的第一个实际应用是 Aerogenesis 5kW 风力机的 2.5m 长的叶片，如图 13-8 所示（Wood，2008）。这个风力机有两个而不是三个叶片来部分地降低成本。使用一个标准电动机和齿轮箱的组合也是出于相同的原因。感应电动机或发电机的阻力矩通常都很小，但是齿轮箱的阻力矩可能较大，必须通过很好的叶片设计来克服。图 13-8 显示了叶片在轮毂附近的弦要比大叶片中常见的宽更多。大叶片轮毂附近的翼型较厚，部分承受了大的离心载荷。这些载荷大小为 $\Omega^2 R$，然而叶尖速比不会随着 R 发生明显的改变，所以 ΩR 是常数。因此，随着风力机尺寸的减小，Ω 与离心载荷都会增大。然而，如上面指出的那样，在低 Re 下使用厚的翼型在空气动力学上有危险性，因此 2.5m 叶片的结构设计是一个主要的挑战。先前版本的叶片通过一个平面的、矩形的部分与叶片盘连接。需要与叶片的空气动力学部分连接的快速扭曲是叶片的薄弱点。叶片故障以沿着后缘分层以及更常见的疲劳开裂和压力面纤维抽出的形式出现。新的叶片去掉了扭曲的大部分，需要把它安装在图 13-8 所示的旋转平面的 20°的地方。

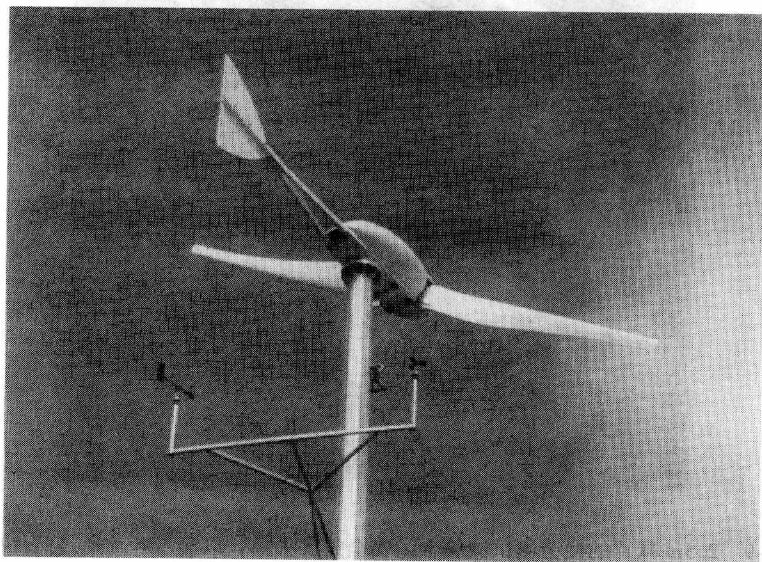


图 13-8 带有杯状风速计与风向标的 Aerogenesis 5kW 风力机

有限元建模（FEM）被用来设计叶片接头。反过来，根据使用静态静载荷和扭转测试以及叶片的固有频率测定，来校准有限元模型的材料特性。传统的玻璃纤维（主要是用于离心载荷的单向玻璃）可以制造足够结实的叶片，因此不需要碳纤维或其他先进的材料。像许多大型叶片一样，该叶片是由两半真空灌注的部分粘

合在一起构成的。一个经过加工的 PVC 泡沫核，可以用作一个翼梁或一个抗剪腹板的替代品，用来保持表面的分离且组成一个前缘的胶水层。与来自 Brøndsted 等（2005）在图 13-3 中所示的大叶片质量与长度的数据关联的 5.74kg 的值相比，每一个叶片的重量是 5.43kg。这个比较表明在通过低叶片惯性来改进起动性能方面我们已经是成功的。一个静态的疲劳测试过程，基于 Epaarachchi 和 Clausen（2006）的工作，与更大叶片中所使用的相似，正在使用图 13-9 所示的试验台。测试的第一个叶片成功地经受了 20 年使用寿命的考验；整个过程的结果将会在随后的报告中给出。

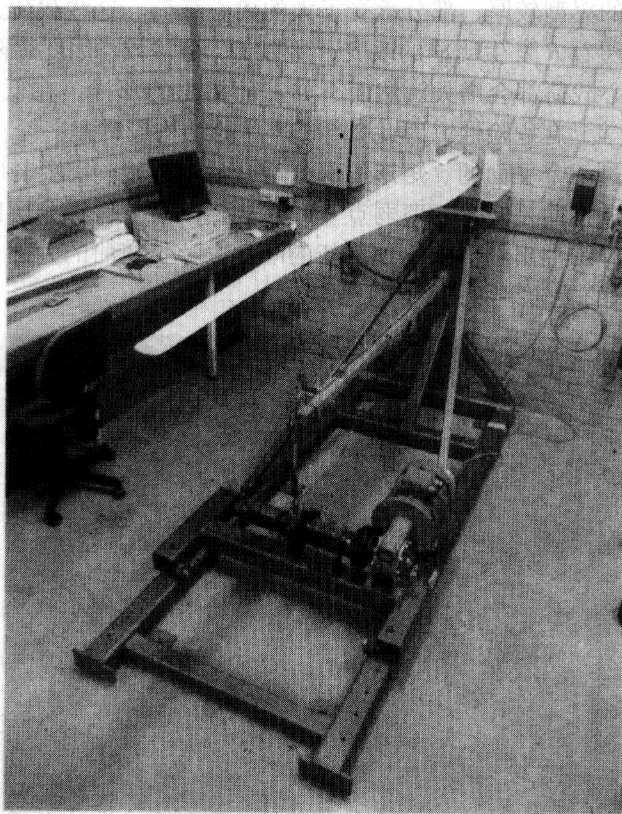


图 13-9　2.5m 叶片的疲劳测试试验台。安全笼已去掉，以显示叶片通过照片中间的铰链臂驱动。应变仪及其电气连接可以在压力（上）表面看到

在电动机的后面有一个断电制动，由以下推理可知，这个影响了叶片数量的选择。制动有两个目的：在控制系统故障的情况下紧急停机，还有在高风速下停车。第一个需要相对较低的制动转矩来使制动过程中的叶片应力最小化，而第二个需要一个较高的转矩；但是两个都明显地比静态阻力矩大。根据叶片的数量，如果使用

三个叶片，紧急停机可能需要很小的制动转矩。这是因为风力机的额定功率会出现在角速度更低处并因此有更高的转矩，但是转矩的增大会高于由于风轮惯性增加而抵消的量，在假定制动转矩仍然超过气动转矩的情况下。然而，高风速下停车需要一个更高的制动转矩，因为气动转矩在相同的风速下会上升 50%。可用的制动转矩的范围更倾向于两叶片的使用。

两叶片风轮实际起动顺序的起始随同风速和风轮加速度的预测，如图 13-10 所示。根据静态测试以及当电动机功率被关闭时以一个已知的惯性载荷停止所需时间的测量，建立齿轮箱的阻力矩。计算的风轮速度（粗实线）比测量的要大一些，可能是因为上面描述的起动分析忽略了风力机的偏航，但是起动分析的比较值可能不会受到影响。使用三叶片（长虚线预测）会显著改进起动性能。然而，回顾一下，在没有阻力矩的情况下，起动性能与叶片数量无关。因此，两叶片与三叶片起动的不同表明 1.9Nm 静态阻力矩是显著的。自从风力机被安装，我们已经从另外一个制造商处购买了齿轮箱，但是还没有收到，齿轮箱的阻力矩是 0.9Nm。图 13-10 所示的短虚线显示使用这些元素会明显的改善起动，并且使用三叶片会产生一个较小的额外优势。然而，使用三叶片有一个更进一步间接优势：相对于两叶片，在保持额定功率的时候它们可以调桨。图 13-10（次长虚线）中的最终计算显示，这样的安排会实现最快的起动。

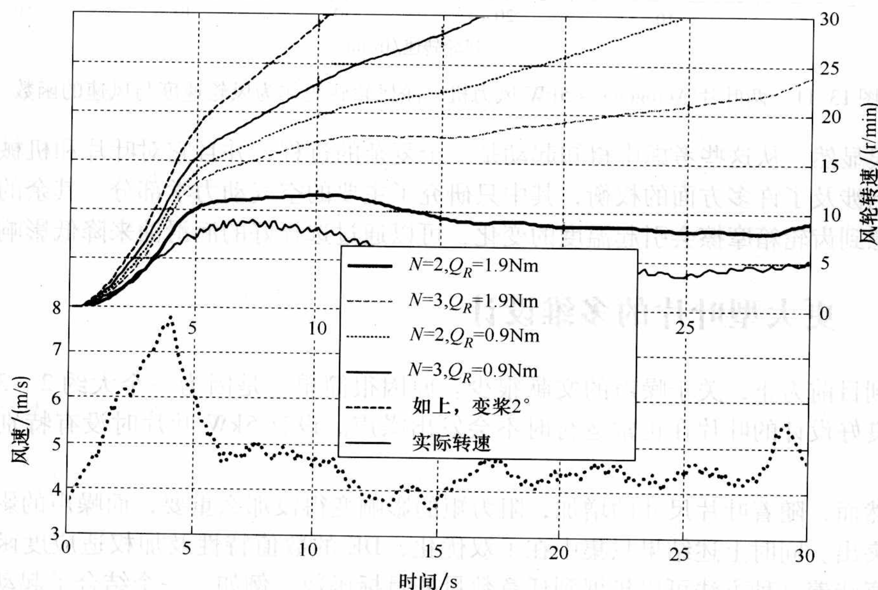


图 13-10　Aerogenesis 5kW 风力机测量和预测的起动（Q_R 是阻力矩）

另一种评估起动性能和传动链阻力的方法，是通过图 13-11 所示的具有两叶片与原齿轮箱的 5kW 风力机在风速变化的条件下净转矩（气动-阻力）对风轮转速的

绘图。如前面所述，一旦叶片起动，气动转矩就会减小——静态值的短时突然下降，是静态和动态阻力矩测量之间轻微不匹配的结果——因此风速需要至少5m/s，来确保在所有的风轮速度下是正的净转矩。假设动阻力具有与阻力矩相似的减少，新齿轮箱会减少最小风速至介于3.5～4m/s之间。

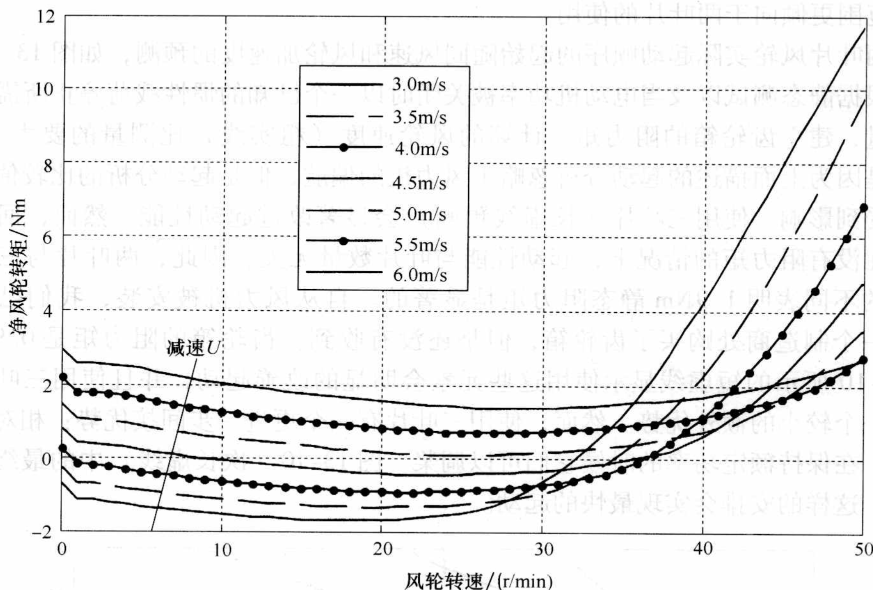


图13-11　两叶片 Aerogenesis 5kW 风力机，净风轮转矩作为风轮速度与风速的函数

很显然，从这些考虑中得知起动是一个复杂的过程，并且它对叶片和机械设计的影响涉及了许多方面的权衡，其中只研究了主要的空气动力学部分。其余的，我们注意到齿轮箱摩擦会引起温度的变化，可以通过选择好的润滑油来降低影响。

13.5　更大型叶片的多维设计

到目前为止，关于噪声的文献很少。原因很简单，是因为一个大约2～3m长度的良好设计的叶片在正常运行时不会发出噪声。设计5kW叶片时没有特别关注噪声。

然而，随着叶片尺寸的增加，阻力矩的影响变得没那么重要，而噪声的影响却变得突出。同时上述结果只集中在了双优化，DE的数值特性及加权适应度函数的使用意味着这种方法可以扩展到任意数量的目标函数。例如，一个结合了起动性能 C_p 和声压级的适应度函数如下：

$$fitness(i)=a_s\frac{\min(T_s)}{T_s(i)}+a_p\frac{C_p(i)}{\max(C_p)}+a_n\frac{\min(SPL)}{SPL(i)} \tag{13-8}$$

式中，$a_p=(1-a_s-a_n)$，并且因子 a_s 与 a_p 是起动和噪声加权，可以在0～1之间变

化，满足条件 $a_n + a_s < 1$。当然，这个假设正如功率和起动一样，噪声产生可以被足够简单地建模，以便在最优化进化的过程中允许数以千计的目标函数的评估。我们的工作，Clifton-Smith（2009，2010b），使用了 Zhu（2002）与 Zhu 等（2005）的噪声模型。他们为湍流边界层后缘噪声、层流边界层涡脱落噪声、后缘钝涡脱落噪声及流入湍流噪声在 Wagner 等（1996）的分类中开发了一个Ⅲ类模型。通过使用 XFOIL，Drela（1989）计算边界层的厚度。不考虑机械和其他噪声源。为了表述的一致性，扩展设计使用表 13-2 中的叶片参数。

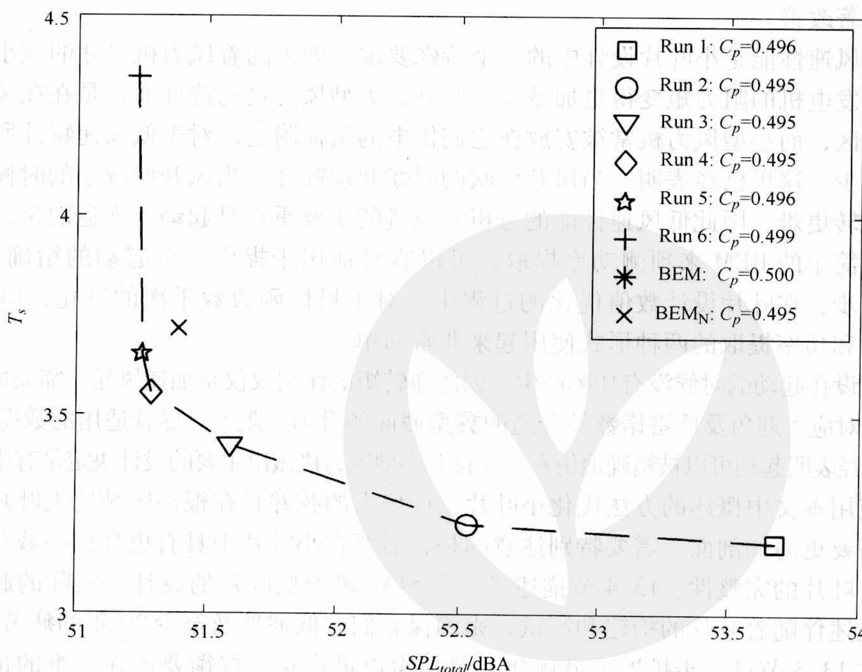


图 13-12　具有最大 C_p的 1% 叶片的 SPL 和 T_s的典型最优边界，出自 Clifton-Smith（2010b）

Clifton-Smith（2010b）的结果表明对于 C_p的微小降低，有可能同时减小噪声和起动时间。对于最小噪声、最小起动时间及最大 C_p，三个目标函数的使用映射出了一个最优适应面，参见图Ⅴ（见封三）。图 13-12 显示一个对于最小噪声和最小起动时间的最优拟合曲线，这里只考虑了 C_p是 BEM 最优化叶片 1% 中的叶片。注意 C_p的计算包含了 de Vries（1979）的叶尖损耗校正，并且起动计算包含了一个 0.5Nm 的阻力矩，如图 13-5 所示。

而噪声最小的叶片起动是最慢的，而起动最快的叶片噪声是最大的，有一个区域内起动特性与噪声等级可以同时得到改善。特别是，相对于 BEM 最优叶片，起动时间和声压级可以明显得到改善。

13.6 结论

本章展示的结果表明风力机叶片设计的很多可取的特征，例如高效率、快速起动与低噪声，是由叶片上的特定区域确定的。此外有一些出人意料的是，单纯为了提取最大功率而设计的叶片往往起动很慢并且相对噪声较大。有一种情况是可能的，例如，仅通过一个由标准功率系数衡量的小的效率损失，可以换来叶片起动性能的显著改善。

低风速性能是小叶片设计中的一个特殊要求，因为随着风力机尺寸的减小，传动链与发电机的阻力矩变得更加重要。此外，大型风力机的选址通常是在在风资源好的地区，而小型风力机常被安放在它们供电的负荷附近。对于低风速特性所做的研究很少。这里已经表明，当风开始吹的时候起动叶片比当风开始减小的时候保持叶片旋转更难，因此低风速性能的分析和改进的主要重点是起动。幸运的是，常规地使用简单的 BEM 来预测功率提取，可以容易地用于提供一个起动的精确计算。更进一步，在叶片设计数值优化的过程中，对于目标函数数千次的进化，BEM 用于起动和功率提取的两种形式使用起来非常简单。

假设在起动的时候没有功率产生，因此净转矩的作用仅仅是加速风轮。需要的关键数据是对应大迎角及低雷诺数的合适的翼型截面的升力与阻力。尽管适用的数据很少，但是已经表明起动可以被精确地仿真，并且对小型风力机做出主要的设计决定是有用的。

使用本文中概述的方法优化小叶片，产生大的弦并且在根部区域比大叶片中常见的需要更薄的剖面。需要特别注意的是，需要在小叶片中具有更高离心载荷的表面保持叶片的完整性。13.4 节描述了一个 5kW 风力机叶片的设计。实际的起动性能的描述伴随着叶片的构建和测试，来确保它们有低惯性及至少 20 年的疲劳寿命。

在 13.5 节进一步扩展了最优化，包括噪声最小化。权衡要比在二维的情况下更难判断，但是可以做到减小一点根据标准 BEM 确定的最大效率值，换取起动时间的减小和噪声等级的降低。

13.7 致谢

Aerogenesis 5kW 风力机的开发得到了澳大利亚政府在推动清洁能源发展的亚太合作伙伴计划下的资金支持。我们感谢 Mitchell Gibbs 和 Paul Peterson 在风力机现场测试中做出的主要贡献。他们和 Philip Clausen 在叶片的疲劳测试中做出了类似的贡献。Callan Wilson 测量了齿轮箱中的静态与动态摩擦。Sturt Wilson 开发了叶片制造技术，并且提供叶片用于现场和疲劳测试。所提出工作的一部分是由纽卡斯尔大学的研究奖学金（University of Newcastle Research Scholarship）（UNRS-C）和 CSIRO 能源科技研究生奖学金资助的。我们感谢 Wei Jun Zhu 提供噪声模型的源代码。

13.8　参考文献

Brøndsted, P, Lilholt, H and Lystrup, A (2005), 'Composite materials for wind power turbine blades', *Annual Review of Materials Research*, 35, 505–38.

Burton, T, Sharpe, D, Jenkins, N and Bossanyi, E (2001), *Wind Energy Handbook*, John Wiley & Sons, Chichester.

Calvert, S, Thresher, R, Hock, S, Laxson, A and Smith, B (2002), 'Wind energy research program for low wind speed technology of the future', *Journal of Solar Energy Engineering*, 124, 455–60.

Clifton-Smith, M J (2009), *Multi-purpose Design of Small Wind Turbine Systems*, Ph.D. thesis, Univ. Newcastle, Australia.

Clifton-Smith, M J (2010a), 'Tip loss corrections for wind turbine blade optimisation', *Wind Engineering*, 33, 477–96.

Clifton-Smith, M J (2010b), 'Aerodynamic noise reduction for small wind turbine rotors, *Wind Engineering* (to appear).

Clifton-Smith, M J and Wood, D H (2007), 'Further dual purpose evolutionary optimisation of small wind turbine design', *Journal of Physics Conference Series*, 75, 012017.

Clifton-Smith, M J and Wood, D H (2010), Optimisation of Self-Supporting Towers for Small Wind Turbines, *Wind Engineering*.

de Vries, O (1979), *Fluid Dynamic Aspects of Wind Energy Conversion*. Technical report. AD-A-076315.

Epaarachchi, J A and Clausen, P D (2006), 'The development of a fatigue loading spectrum for small wind turbine blades', *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 94, 207–23.

Drela, M (1989), 'An analysis and design system for low Reynolds number airfoils', *Conference on Low Reynolds Number Aerodynamics, Lecture Notes in Engineering*, 54, Springer-Verlag, Heidelberg.

Giguère, P and Selig, M S (1998), 'New airfoils for small horizontal axis wind turbines', *Journal of Solar Energy Engineering*, 120, 108–14.

IEC (International Electrotechnical Commission) (2006) *Wind Turbines – Part 2: Design Requirements for Small Wind Turbines*, 61400-2 revision 2, Switzerland.

Lyon, C A, Broeren A P, Giguere P, Gopalarathnam A and Selig M S (1997), *Summary of Low-Speed Airfoil Data*, Vol. 3, Soartech Publications, Virginia Beach.

Meyer, C J and Kroger, D G (2001), 'Numerical simulation of the flow field in the vicinity of an axial flow fan', *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 36, 947–69.

Price, K, Storn, R and Lampinen, J (2006), *Differential Evolution – A Practical Approach to Global Optimization*, Springer-Verlag, Heidelberg.

Strickland, J H and Graham, G M (1987), 'Force coefficients for a NACA-0015 airfoil undergoing constant pitch rate motions', *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, 25, 622–24.

Sunada, S, Sakaguchi, A and Kawachi, K (1997), 'Airfoil section characteristics at low Reynolds number', *Journal of Fluids Engineering*, 119, 129–35

Viterna, L A and Corrigan, R D (1981), Fixed Pitch Rotor Performance of Large Horizontal Axis Wind Turbines, *DOE/NASA Workshop on Large Horizontal Axis Wind Turbines*, July 1981, Cleveland, Ohio.

Wagner, S, Bareiss, R and Guidati, G (1996), *Wind Turbine Noise*, Springer-Verlag, Heidelberg.

White, F M (1999), *Fluid Mechanics*, 4th ed., McGraw Hill, New York.

Wood, D H (2001), 'A blade element estimation of the cut-in wind speed of a small turbine', *Wind Engineering*, 25(4), 249–55.

Wood, D H (2004), 'Dual Purpose Design of Small Wind Turbine Blades', *Wind Engineering*, 28, 511–27.

Wood, D H (2008), *Wind Turbine and Wind Turbine Blade*, International Patent Application, WO 2008/070917.

Wright, A D (2005), *Aspects of the Aerodynamics of Small Wind Turbines*, Ph.D. thesis, Univ. Newcastle, Australia.

Wright, A D and Wood, D H (2004), 'The starting and low wind speed behaviour of a small horizontal-axis wind turbine', *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics*, 92, 1265–79.

Zhu, W J (2002), *Modelling of Noise from Wind Turbines*. Master's Thesis, Denmark Technical University, 2002. Available from: *http://www.fm.mek.dtu.dk/upload/institutter/mek/fm/eksamensprojekter/wei%20jun%20zhu%20mek-fm-ep%202004-01.pdf*.

Zhu, W J, Heilskov, N, Shen, W Z and Sørensen, J N (2005), 'Modeling of aerodynamically generated noise from wind turbines', *Journal of Solar Energy Engineering*, 127, 517–28.

第14章　寒冷气候条件下风力机优化设计

L. BATTISTI，特伦托大学，意大利

摘要： 尽管近年来风力机的安装量不断增加，但有关造成风力机结冰的气候条件的基本资料以及低温条件下的风力机运行技术仍显得十分缺乏。风力机的覆冰影响了3个不同方面：设计（空气动力学、载荷、控制系统、材料）、安全性（甩冰、不平衡、过载、疲劳），以及成本效益（预期年发电量、可靠的风传感器、冰检测、风力机设备和寿命）。通常会采用风力机制造商提供的寒冷气候条件软件包。这些技术解决方案旨在拓宽既定风力机的运行温度范围。然而，在高结冰风险地区，例如每年有几个星期，可确保风力机运行的系统是必需的，以免在结冰天气长时间使风力机停机。通常推荐使用主动或被动除冰、防冰系统。在本章中，综述了寒冷气候条件对风能变换系统造成的主要影响。应用多种方案来减少寒冷天气的影响，阐述并讨论了风力机设计和运行中的对于结冰情况的考虑。最后，给出了评估并降低冰脱落引起的安全与经济风险的方法，以及在寒冷气候条件下与开发风能相关的运行和维护成本。

关键词： 寒冷气候，积冰，防结冰系统，冰脱落风险，经济可行性

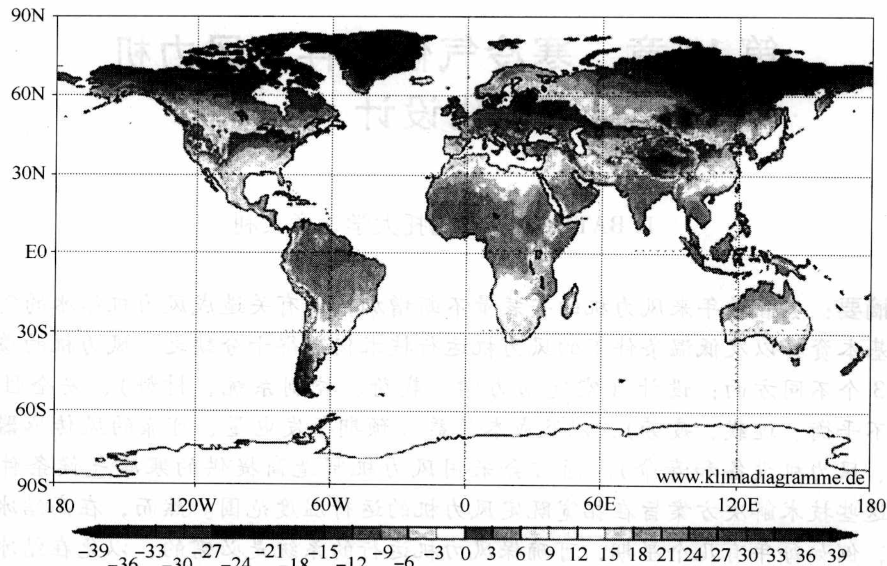
14.1　寒冷气候对风力机设计与运行的影响

14.1.1　寒冷气候对风力机的一般影响

德国劳氏船级社风能事业部（GL Wind）的认证标准一般将风能变换系统（WECS）安装现场全年有九天以上出现小时平均气温低于 -20℃，或者年平均气温低于0℃（GL Wind，2005，4-21页）的情况定义为低温。国际能源机构（IEA）在附件XIX“寒冷气候的风能”中给出了更一致的定义：安装现场有结冰事件发生或者气温低于标准风力机的运行范围（Laakso等，2003）。

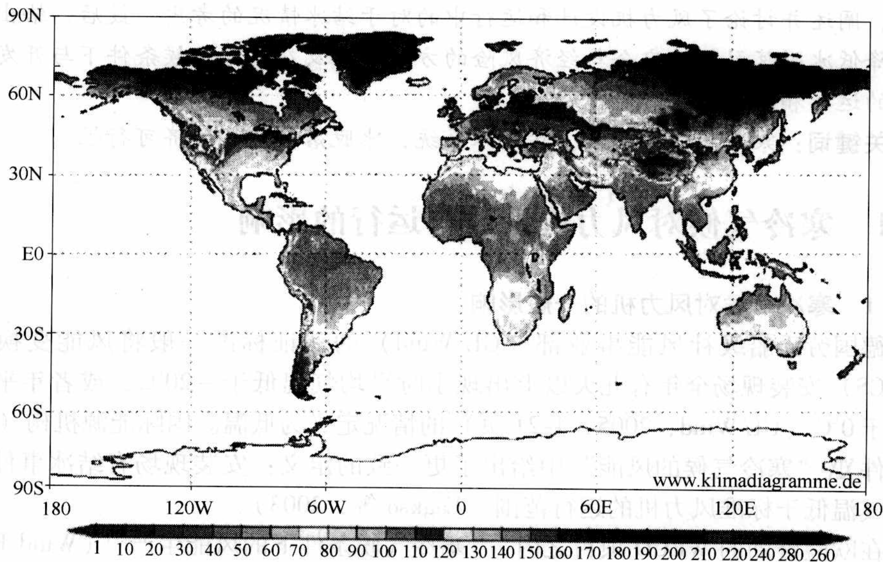
在欧盟资助的WECO项目之内，“寒冷气候条件下的风能生产”（Wind Energy Production in Cold Climates）等已经遵守了风力机在结冰条件下的运行原则（Tammelin等，2000）。然而，在完成这些研究工作之后又安装了许多大型风力机，从而获得了更多的经验。

必须承认的是，获取有关现场寒冷气候特点的可靠数据仍然是关键。虽然许多地图标出了现场的平均气温与霜冻分布（图14-1a和b给出了典型地图的示例），



数据来源：IPCC（联合国政府间气候变化专门委员会）

a)



数据来源：IPCC（联合国政府间气候变化专门委员会）

b)

图　14-1

a）一月平均最小气温（℃）（1961—1990）　b）平均霜冻天数（来源：www. klimadiagramme. de）

但却非常缺乏可用来评估覆冰现象对原型机安全性影响的结冰地图。有一点应该强调的是，用于气候目的的一般性结冰评估对预测风力机部件结冰过程的安全性评估帮助有限。正如接下来的章节将要详细介绍的，物体表面结冰过程与物体（如叶片）的大小、相对速度，以及水滴的大小和速度有关。因此，结冰地图只是表明了存在有利于结冰的条件，但仍有必要在模型中使用结冰参数的直接测量数据，以用于寒冷气候条件下风电场的安全设计。

寒冷气候对风能变换系统（WECS）的影响表现在几个重要的方面。在山区场址，由于海拔气温低于标准温度（15℃）时，年发电量将会减少，其中有直接原因（空气密度效应），也有空气动力学上的间接原因（影响叶片的雷诺数）。此外，该资源受到地理条件的强烈影响，其特点是具有复杂的湍流机制，并且冬天非常冷的气温和云层有利于结冰的形成。图 14-2（Battisti 和 Giovannelli，2006）给出了相对空气密度（现场空气密度与标准空气密度之比，$\rho_{ST} = 1.225\text{kg/m}^3$）和海拔之间关系趋势，同时也给出了不同稳定条件的影响。可以看到在海拔 1000m 处空气密度大约为标准大气压下空气密度的 90%，海拔 2000m 处则为 82%。

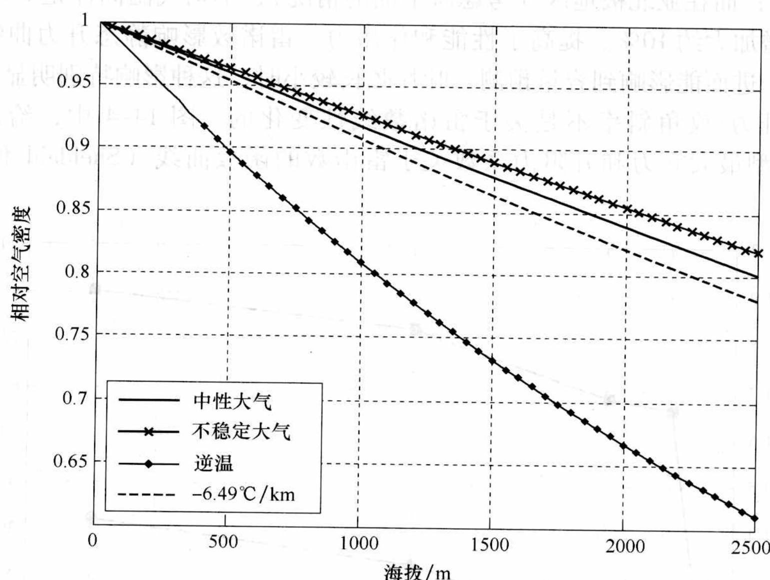


图 14-2 空气密度与现场海拔的关系

然而，这个值取决于大气的稳定程度，相比美国标准大气压的垂直梯度（0.65℃/100m）还有可能在局部的逆温情况下大幅下降（每百米大约 2%），这意味着应当谨慎评估结构应力和风电场容量。

雷诺数对空气密度和动态粘度的双隶属关系提示了图 14-3 中的考虑因素，其中给出了雷诺数与现场温度和不同安装地点的关系。

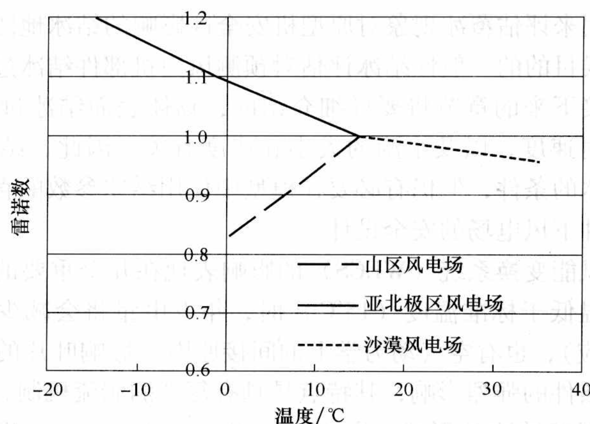


图 14-3　雷诺数与现场温度的关系

对于相同的特征速度和尺寸，位于山地的叶片雷诺数较小，海拔 1000m 处能够降低 8%；而在亚北极地区（考虑海平面的情况），平均气温同样是 0℃ 附近时，雷诺数能增加大约 10%，提高了性能和作用力。雷诺数影响静态升力曲线和翼型阻力系数，进而能影响到容量预测。叶片弦长较小时，这种影响特别明显，此时最大升力、升力/攻角斜率不是关于雷诺数线性变化的。图 14-4 中，给出了 NACA0015 翼型最大升力和升阻力系数关于雷诺数的函数曲线（Sheldahl 和 Klimas，1980）。

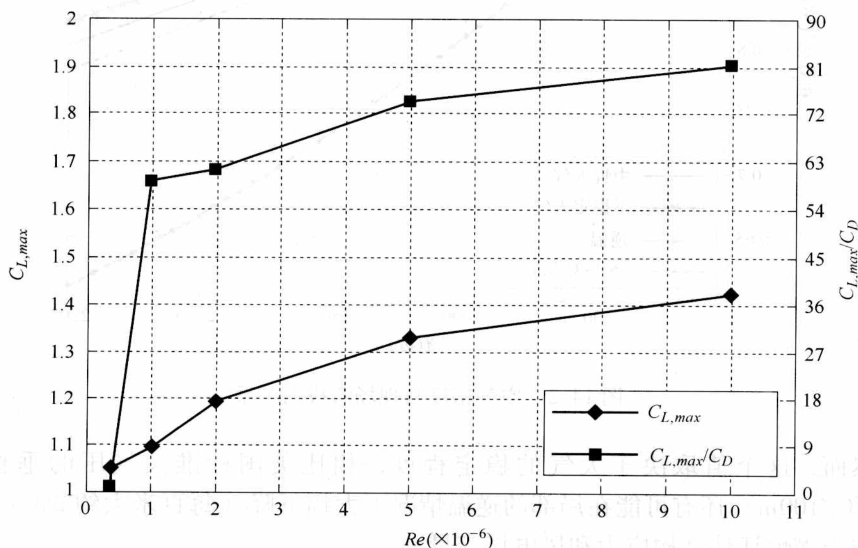


图 14-4　NACA0015 翼型最大升力和升阻力系数与雷诺数的关系
（数据由 Sheldahl 和 Klimas 收集，1980）。

为了研究分析空气密度对功率、功率系数、推力和推力系数的影响，研究了具有相同尺寸的失速型、变桨距型和变速控制型三种主流风力机，并分别在标准和变化的空气密度条件下分析其表现。表 14-1 给出了三种环境情况下重新计算的风力机特性。A 类是失速调节，B 类是桨距调节，C 类是完全变速调节。第 1 项代表标准密度的设计，第 2 项表示减少了的密度的设计，第 3 项也表示减少了的密度的设计，且安装在扩大的轮毂上的风轮直径更大，但叶片不变，最后第 4 项与标准环境相比增加了密度。为了部分地弥补因空气密度减小而引起的能量损失，通常采用扩大风轮尺寸这一手段。对于大型风轮，该方法实际上作用有限，因为叶片可行的根部伸展长度最大为 1.5m。所有给出的例子都进行了功率系数优化计算。计算中用到的直径为 66m。优化了叶片桨距和转速，以便在每种运行情况下都获得最大功率系数。同样还考虑到了雷诺数对叶片升力和阻力的影响。

表 14-1　不同环境下风轮直径为 66m 的风力机的运行结果与数据

	失速调节				桨距调节				完全变速			
	A1	A2	A3	A4	B1	B2	B3	B4	C1	C2	C3	C4
$\rho/(\mathrm{kg/m^3})$	1.225	1	1	1.35	1.225	1	1	1.35	1.225	1	1	1.35
D/m	66	66	66	66	66	66	66	66	66	66	66	66
Nr/min	20	20	19.27	20	20	20	19.27	20	(30.85)	(33.85)	(31.10)	(29.87)
桨距角（°）	−4.6	−4.6	−5.1	−4.6	−4.5	−4.5	−5.25	−4.5	−4.6	−4.6	−5.1	−4.6
$V_{tip}/(\mathrm{m/s})$	69.11	69.11	69.62	69.11	69.11	69.11	69.62	69.11	106.6	114.1	112.3	103.2
Cp_{max}	0.527	0.527	0.516	0.527	0.527	0.527	0.516	0.527	0.527	0.527	0.516	0.527
$V_{nom}/(\mathrm{m/s})$	—	—	—	—	14.47	16.73	15.78	13.55	12.19	13.04	12.75	11.8
$P/P_{st}/(\mathrm{m/s})$	1	0.816	0.860	1.102	1	1	1	1	1	1	1	1
λ/λ_{st}	1.00	1.00	0.98	1.00	1.00	1.00	0.98	1.00	0.98	0.98	0.98	0.98

注：A—失速调节，B—桨距调节　C—完全变速。第 1 项—标准空气密度环境，第 2 项—低空气密度环境，第 3 项—低空气密度且风轮尺寸增大，第 4 项—高空气密度环境。

图 14-5 给出了空气密度变化对三种机型的功率、功率系数、推力和推力系数的影响。对于失速调节风力机而言，密度降低（情况 A2[⊖]）引起了功率减少，而密度增加（情况 A4）导致各风速下功率均增加。推力也有相同的趋势，而最大功率点处的风速几乎保持不变。通过扩大风轮（A3）几乎可以恢复全部功率，但必须指出的是有必要核查塔架结构是否适合具有更大尺寸和推力的风轮。对于变桨距调节和全变速风力机来说，各种情况下风轮都可以传递最大功率，但额定风速值会因空气密度降低（B2，C2）而升高，密度升高（B4，C4）而降低。密度下降，推力峰值也减小。注意到在密度较高时，控制使得推力增加，远高于标准情况下的最

⊖ 原文误为 A1。——译者注

大设定值。功率曲线的这一变化对风力机的选址也有不利影响，甚至可能完全不匹配。总体结论是在没有任何控制设置修正的情况下，功率曲线通常会被改变，而且会出现选址与机械问题。

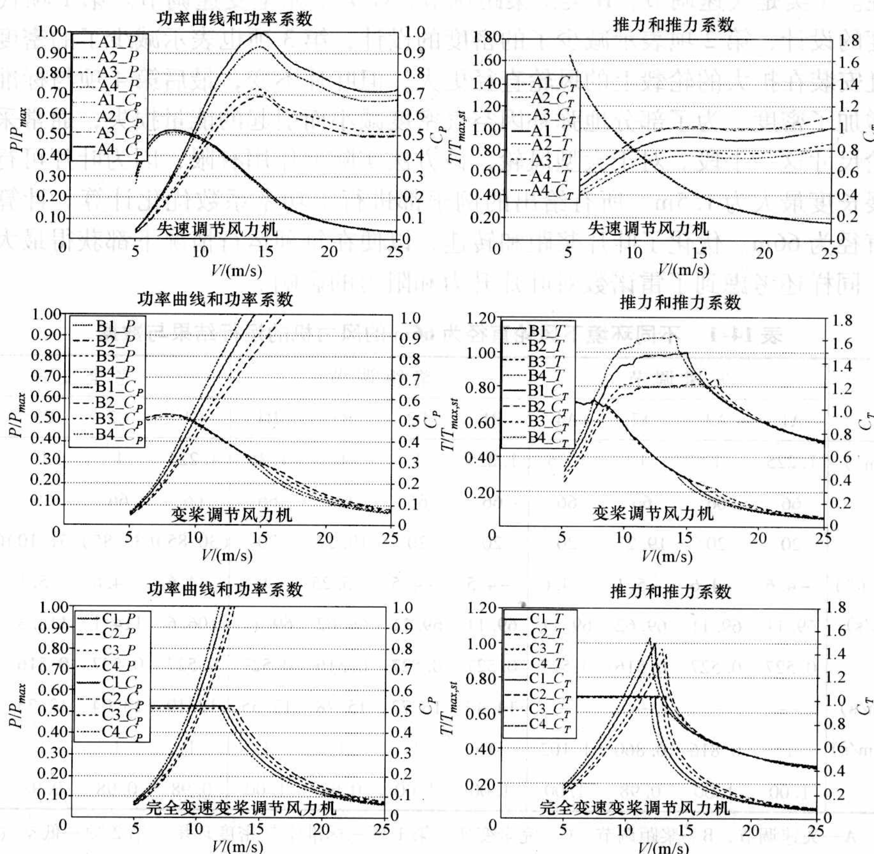


图 14-5　空气密度变化对三种机型的功率、功率系数、推力和推力系数的影响
（A—失速调节，B—桨距调节，C—完全变速）

寒冷气候条件的另一个特点是容易导致结冰。通常来说，结冰指降水和海面水雾造成的大气结冰，包含有静止或者移动的冰晶，因此决定或者改变了气动外形的流体动态特性以及覆冰部件的质量。特别地，单个叶片或者叶片组成的整个风轮三维立体方向上的升力和阻力，以及沿着叶片相应的压力分布都有相当大的变化。通常，由于表面结冰状况的不确定而难以预见升力和阻力会发生怎样的变化，这个问题取决于冰的类型和生长的过程。实际的积冰总是不均匀的，叶片运行中在不同条件下受到不同扭曲应力的作用，并将其传导至轮毂和轴承。这样就在传动链上造成不平衡载荷，以及过度振动，这将会减少电能输出，甚至导致停机。

覆冰检测仍然是风能应用中尚待解决的问题，现有的除冰手段在减轻结冰造成的影响方面收效甚微。此外，在这样的运行条件下，风能变换系统（WECS）对周围的人和物的安全性影响更加凸显。

由于最新一代风能变换系统（WECS）尺寸的增加，一旦具备了冰脱落的条件，突发的和不可预知大小的冰块就可能像子弹一样从叶片飞出，对周围的环境造成破坏。这使得一旦检测到叶片结冰情况，运营商就应尽快停止风力机。停机时间取决于事故的严重程度。实际上，如果不能通过有效的除冰设备将覆冰充分清除，其后果是该系统只能在潜在结冰期内使用有限的天数。在现场，报告显示电能损失相当于正常年份系统连续运行总产量的 1% ~20%。

图 14-6 显示了寒冷气候条件下山区风能捕获的定性描述。相关的数据均与海平面的可利用风能资源相比较（100% 为期望产量）。叶片上覆冰的存在直接导致了捕获能量的减少（功率曲线的改变、停机、供给除冰系统）；而结冰条件下更长的维护时间和带冰运行引起的其他损害间接地减少了能量捕获。该图显示，结冰条件下的运行会导致显著地减少输出的能量——与海平面同等条件相比减少高达 50%。这会导致更低的利用因子和不具竞争力的电能价格。

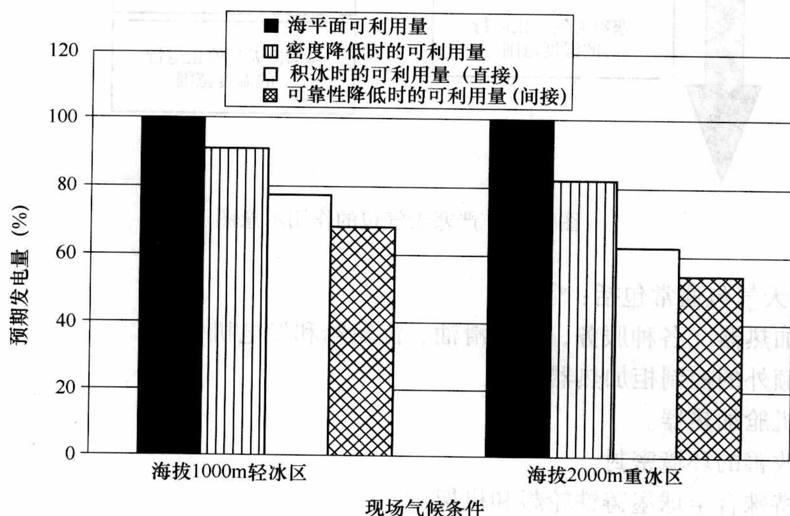


图 14-6　结冰现场对能量捕获的影响的定性描述

在环境恶劣的现场，年发电量损失可能会增至 20% ~50%（Laakso 等，2003；Maissan，2001；Seifert，2003）。现在仍然不明确的是结冰时间对未来海上大型风电场将产生怎样的影响。

14.1.2　寒冷气候条件下风力机的特殊要求

除了一般性的认证用来表明某风力机或塔架组装的设计和施工符合公认的标准（包括假定载荷设计、建造材料和方法、控制系统和安全措施等方面），寒冷气候

条件下的操作需要更加的谨慎，以确保系统的设计和施工适用于具体的现场条件。

通常情况下，制造商将风力机不能运行而可以承受的温度称为静止温度。该温度反映了在正常或可接受的磨损范围内，风力机材料对应力的承受能力和设计理念。根据各制造商的说明书，大部分风力机设计运行的环境温度最低为 -20℃，而一些公司声称可运行范围低至 -30℃，且结构范围低至 -40℃。在这些应用场合需要特别设计的机型版本（寒冷气候版、北极版、严寒天气包等）。配备了这些系统的风力机可以拓宽运行温度范围（见图 14-7）。

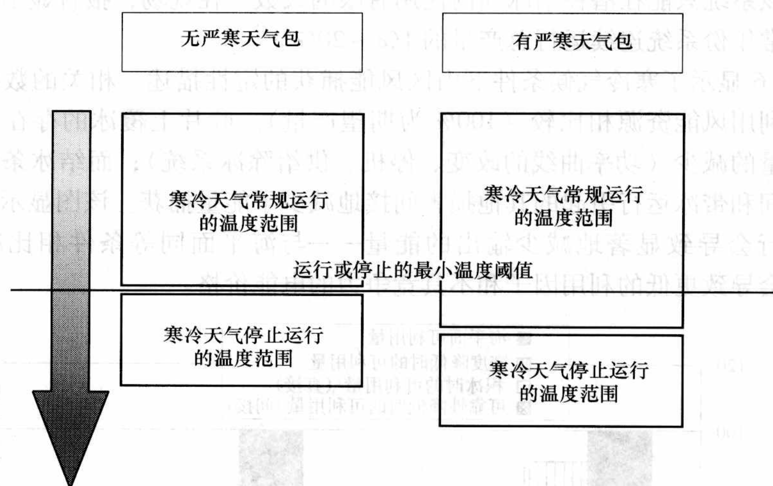


图 14-7　严寒天气包的作用示意图

严寒天气包通常包括：

1）加热器（各种服务，如润滑油、齿轮箱和发电机）。
2）额外的控制柜加热器。
3）机舱加热器。
4）改善的环境密封。
5）特殊合金球墨铸铁轮毂和机架。
6）特殊合金塔架钢。
7）低温润滑油。
8）加热检测。
9）冰探测器。
10）诊断包。
11）修改起动程序。
12）增加的通风系统（空气密度比标准低的现场）。

由于运行中可能会结冰，所以有必要应用除冰和防冰系统，其综合分类为 IPS

（结冰防御系统）。这些系统通常需要电源，可以由风力机在线提供或电网供给。因此，在寒冷气候下的运行需要冷站服务（cold station service，可在寒冷气候条件下运行的电能供应系统），用以为严寒气候包和结冰防御系统提供电能，防止风力机停止或关机器件受到损害。

所有这些问题都需要在把风力机安装到工作环境之前的设计阶段进行检查。否则将意味着低于预期的电能产量和较长的闲置期，这是出于安全原因的考虑或者因为风力机无法令人满意地运行。

为了保障安全运行，应当针对寒冷气候条件设计风力机：可以考虑表 14-2 中列举的一些专门策略和特殊设备，表中给出了对应气候特点的参考建议。

表 14-2　寒冷气候条件下的推荐操作

气候特点	策　略
低温（0 ~ -3℃）伴有轻度结冰	没有或者偶尔的停机
极低温（低于 -3℃）伴有中度结冰	严寒天气包
真正的结冰风险	防冰系统

一般来说，采用减少结冰措施（例如 IPS、增加的预防性维护、在现场或靠近风力机的地方预备替换零件）的目的是增加风力机的可靠性和性能。相对于传统风电项目，由于受寒冷气候条件的影响，需要考虑到额外的成本和性能的分散性。主要存在以下经济风险：

1）初始成本增加（有限的安装时间表、更高的设备成本、更高的安装成本）。

2）安装专用设备的额外费用（例如严寒天气包或者除冰系统）和运行成本。

3）增加的周期性（例如降雪和结冰以后）和不定期（因疲劳载荷而增加的过早失效）的维护成本。

4）由于结冰时间而增加停机时间或功率损失。

5）因为极端低温而增加的停机时间（仅在非常冷的天气中）。

6）由于难以靠近风力机而增加的停机维修时间。

7）出于公共和劳动安全原因而增加的停机时间（叶片和塔架甩冰）。

14.1.3　已建设或计划建设于寒冷气候中的风电场

尽管存在上述技术问题，但仍有越来越多的风力机安装于寒冷气候中。有两点原因，首先是目前在发展风电较早的国家中，更适宜的地区已经得到开发（例如欧洲），第二是对一些国家而言，唯一可利用的地区都比较寒冷。大多数具有开发潜力的气候寒冷地区位于开放的或者森林地带，平均风速高于 7m/s。估计其总的开发潜力为方便开发地区的 10 倍（根据未发表的市场分析做出的个人评估）。在以下这些国家和地区中有广阔的市场前景：瑞典、芬兰、挪威、冰岛、其他欧洲山区（比利牛斯山脉、法国、奥地利、瑞士、列支敦士登、意大利、德国、斯洛文尼亚、罗马尼亚、斯洛伐克、乌克兰、匈牙利、塞尔维亚和黑山、苏格兰）、北美

(加拿大、美国)、亚洲(喜马拉雅山脉的中国侧、印度、尼泊尔、不丹)、南美的一部分和中国的喜马拉雅山脉以外的部分地区。

中国风能协会估计其253GW陆上风电储藏量中大约有40%位于寒冷沙漠地区。到2020年的开发风能总目标为30GW，其中70%将位于寒冷气候中。加拿大到2020年之前的目标是超过10GW，其中90%指定为寒冷地区。

在表14-3和表14-4中，分别列出了欧洲和欧洲以外寒冷地区现有的风电场。数据源自国际能源机构附件XIX“寒冷气候条件下的风能”，更新截止到2006年。这显示全球总装机容量略超过600MW。

表14-3 欧盟建设于寒冷气候中的风电场数据

国家	场 址	风力机制造商	风力机数量	总容量/MW	状态	海拔/m	现场结冰	现场低温	修正的结冰	修正的低温
芬兰	Paljasselkä	NORDTANK	1	0.065	正在运行	400	重度	-30℃	是	是
芬兰	Korsnäs	NORDTANK	4	0.8	正在运行	0	轻度	-30℃	否	是
芬兰	Sottunga	VESTAS	1	0.225	正在运行	0	轻度	-30℃	否	是
芬兰	Siikajoki	NORDTANK	2	0.6	正在运行	0	轻度	-30℃	否	是
芬兰	Kalajoki	NORDTANK	2	0.6	正在运行	0	轻度	-30℃	否	是
芬兰	Kemi	NORDTANK	3	0.9	正在运行	0	轻度	-30℃	否	是
芬兰	Pori	NORDTANK	1	0.3	正在运行	0	轻度	-30℃	否	是
芬兰	Hailuoto	NORDTANK	2	0.6	正在运行	0	轻度	-30℃	否	是
芬兰	Lammasoaivi	BONUS	3	1.5	正在运行	710	重度	-30℃	是	是
芬兰	Hailuoto	NORDTANK	2	1	正在运行	0	轻度	-30℃	否	是
芬兰	Ii	NORDTANK	1	0.5	正在运行	0	轻度	-30℃	否	是
芬兰	Eckerö	VESTAS	1	0.5	正在运行	0	轻度	-30℃	否	是
芬兰	Kökar	ENERCON	1	0.5	正在运行	0	轻度	-30℃	是	是
芬兰	Vårdö	ENERCON	1	0.5	正在运行	0	轻度	-30℃	是	是
芬兰	Finström	ENERCON	2	1.6	正在运行	0	轻度	-30℃	是	是
芬兰	Siikaioki	NORDTANK	2	1.2	正在运行	0	轻度	-30℃	否	是
芬兰	Lemland	VESTAS	4	2.4	正在运行	0	轻度	-30℃	否	是
芬兰	Olos	BONUS	5	3	正在运行	520	重度	-30℃	是	是
芬兰	Föglö	ENERCON	1	0.6	正在运行	0	轻度	-30℃	否	是
芬兰	Lumijoki	VESTAS	1	0.66	正在运行	0	轻度	-30℃	否	是
芬兰	Kuivaniemi	NEGMICON	6	5	正在运行	0	轻度	-30℃	否	是
芬兰	Meri-Pori	BONUS	8	8	正在运行	0	轻度	-30℃	是	是
芬兰	Kotka	BONUS	2	2	正在运行	0	轻度	-30℃	否	是
芬兰	Oulu	WINWIND	1	1	正在运行	0	轻度	-30℃	否	是

（续）

国家	场 址	风力机制造商	风力机数量	总容量/MW	状态	海拔/m	现场结冰	现场低温	修正的结冰	修正的低温
芬兰	Oulunsalo	NORDEX	1	1.3	正在运行	0	轻度	-30℃	是	是
瑞典	Suorva	BONUS	1	0.6	正在运行		轻度		是	
瑞典	Rodovålen	BONUS	1	0.6	正在运行		重度		是	
瑞典	Rodovålen	NORDEX	1	0.6	正在运行		重度		是	
瑞典	Rodovålen	NEGMICON	1	0.6	正在运行		重度		否	
瑞典	Kall	VESTAS	1	1.7	正在运行		重度		是	
瑞典	Kvarkenvind, Umeå	BONUS	1	0.6	正在运行		轻度		否	
瑞典	Äppelbo	NEGMICON	1	0.9	正在运行				否	
瑞典	Klimpfjäll	NEGMICON	3	2.7	正在运行				否	
瑞典	Kiruna	NEGMICON	6	5.4	正在运行				否	
瑞典	Aapua	VESTAS	7	10.5	正在运行					
瑞典	Seskarö	WinWinD	7	7	正在运行					
瑞典	Bondön									
瑞士	Grenchenberg	BONUS	1	0.15	正在运行	1300	轻度	-20℃	否	否
瑞士	Simplon pass	Husumer Schiffswerft	1	0.03	正在运行	2000	重度	-20℃	否	否
瑞士	Gäbris	LAGERWEY	1	0.08	正在运行	1100	轻度	-15℃	否	否
瑞士	Mt Crosin	VESTAS	6	4.16	正在运行	1200	轻度	-20℃	否	否
瑞士	Titlis	Husumer Schiffswerft	1	0.03	正在运行	3000	重度	-25℃	否	否
瑞士	Guetsch, Andermatt	LAGERWEY	1	0.75	已拆除	2300	重度	-25℃	是	是
瑞士	StMoritz	Aventa	1	0.006	正在运行	2200	重度	-25℃	否	否
瑞士	Guetsch, Andermatt	Enercon E-40	1	0.6	正在运行	2300	重度	-25℃	是	是
瑞士	Feldmoos Entlebuch	NEC-Micon	1	0.9	正在运行	1020	轻度	-15℃	否	是
瑞士	Crêt Meuron		7		计划	1300	轻度	-20℃		
瑞士	Gotthard		6		计划	2100	重度	-25℃		
瑞士	Grimsel		3		计划	2150	重度	-25℃		
瑞士	St. Brais		2		计划	1200	轻度	-15℃		
瑞士	Chaumont		2		计划	1200	轻度	-15℃		

（续）

国家	场　址	风力机制造商	风力机数量	总容量/MW	状态	海拔/m	现场结冰	现场低温	修正的结冰	修正的低温
瑞士	St. Croix		7		计划	1200	轻度	-15℃		
英国	Windy Standard	NEGMICON	36	21.6	正在运行	600	轻度			
英国	Hagshaw Hill, 50km South of Glasgow	BONUS	26	15.6	正在运行		轻度			
意大利	Acqua Spruzza		1	0.3	正在运行		重度			
意大利	Malles venosta	LEITWIND	2	2.53	正在运行	1250				
挪威	Sandhaugen	GE	1	1.5	正在运行	430				
挪威	Nygaards-fjellet	Siemens	3	6.9	正在运行					
奥地利	Oberzeiring	Vestas	13	22.75	正在运行		轻度			
奥地利	Herschgi					154				
奥地利	Leitzersdorf					230				
奥地利	Prellen-kirchen					170				
奥地利	Schenken-felden									
奥地利	Zistersdorf					300				
德国	Brandenkopf					911				
德国	Chemnitz									
德国	Esens					1				
德国	Eulenberg					715				
德国	Ibbenbüren					170				
德国	Kirchdorf					8				
德国	Langeln					185				
德国	Lüppath auf Rügen					10				
德国	Radauanger					205				
德国	Rebgeshain					630				
德国	Sadisdorf									
德国	Sandbostel					13				

（续）

国家	场 址	风力机制造商	风力机数量	总容量/MW	状态	海拔/m	现场结冰	现场低温	修正的结冰	修正的低温
德国	Seitenroda					110				
德国	Steinbeck					42				
德国	Stübbeberg					190				
德国	Wattenbach Söhrewald					500				
德国	Zug					460				
总计				144.44						

IEA，附件XIX编目，更新截止 2006 年。

表 14-4 欧盟以外建设于寒冷气候中的风电场数据

国家	场 址	风力机制造商	风力机数量	总容量/MW	状态	海拔/m	现场结冰	现场低温	修正的结冰	修正的低温
加拿大	North Cape（Prince Edward Island）	Vestas	8	5.28	正在运行		轻度	-25℃	否	是
加拿大	Metane（Québec）	NEG-Micon	3	2.25	正在运行		轻度	-30℃	否	是
加拿大	Le Nordais, phase 1（Québec）	NEG-Micon	76	57	正在运行		轻度	-30℃	否	是
加拿大	Le Nordais, phase 2（Québec）	NEG-Micon	57	42.75	正在运行		轻度	-30℃	否	是
加拿大	Tiverton（Ontario）	Tacke	1	0.6	正在运行		轻度	-30℃	否	是
加拿大	Pickering（Ontario）	Vestas	1	1.8	正在运行		轻度	-25℃	否	是
加拿大	Gull Lake（Saskatchewan）	Vestas	1	3.96	正在运行		几乎没有	-30℃	否	是
加拿大	Pincher Creek（Alberta）	Danish Windmatic	3	0.195	正在运行		几乎没有	-30℃	否	是
加拿大	Pincher Creek（Alberta）	Danish design	1	0.15	正在运行		几乎没有	-30℃	否	是
加拿大	Cowley（Alberta）	US Windpower（Kenetech），Nordex Vestas	72	40.095	正在运行		几乎没有	-30℃	否	是
加拿大	Pincher Creek Castle River（Alberta）	Vestas	60	39.54	正在运行		几乎没有	-30℃	否	是
加拿大	Hill Spring（Alberta）	Vestas	4	2.46	正在运行		几乎没有	-30℃	否	是

（续）

国家	场　址	风力机制造商	风力机数量	总容量/MW	状态	海拔/m	现场结冰	现场低温	修正的结冰	修正的低温
加拿大	Peigan Nation Reserve	NEG-Micon	1	0.9	正在运行		几乎没有	-30℃	否	是
加拿大	Heackel Hill，White Horse（Yukon）	Bonus，Vestas	2	0.81	正在运行		重度	-40℃	是	是
中国	Urumqi，Xinjiang	BONUS	13	1.95	正在运行			-40℃	否	是
中国	XWPGP，Xinjiang Province	BONUS	4	1.2						
中国	XWPGP，Xinjiang Province	BONUS	4	2						
中国	XWEC，Xinjiang Province，（AN）	ANBONUS	10	1.2						
中国	Buerjin Hydro Power，Xinjiang Province，（AN）	ANBONUS	3	1.35						
中国	IMEPA，Inner Mongolia	BONUS	12	7.2						
俄罗斯	Murmansk	NEG-Micon	1	0.2	正在运行		轻度		否	
日本	Tomamae Windfarm，Hokkaido	BONUS	20	20	正在运行	70				
日本	Tomamae Town，Fuuraibo	BONUS	1	1	正在运行					
日本	Hamatonbetsu，Hokkaido	BONUS	3	3	正在运行					
日本	Enbetsu，Hokkaido	BONUS	3	3	正在运行					
日本	Hamatonbetsu Green Fund，Hokkaido	BONUS	1	1	正在运行					
日本	Iwaya Wind Farm，Tohoku district，Honshu	BONUS	25	32.5	正在运行					
美国	Lake Benton，Minnesota			200	正在运行					
美国	Searsburg，Vermont			6	正在运行		轻度			
美国	Nine Canyon，Washington									
总计				479.39						

14.2 结冰对风力机的影响

由于运动和静止部件的积冰，风力机的性能将发生变化（Battisti，2007）。同一风电场不同大小和运行方式的风力机性能各异，这取决于具体的环境条件和风力机类型。基于 Langmuir 参数（该参数描述了水底的惯性影响）的非维度分析（Battisti，2008）表明，如果水滴相对于物体的尺寸较小，即 $(d/D)^2 \ll 1$，则结冰不会成为严重的问题，而对于较小尺寸的物体或者小部件，则该问题将更加凸显。小型风力机由于旋转速度更大，弦长（以及翼型厚度）更小，因而比大型风力机更容易结冰。

14.2.1 结冰的一般特点

物体（如叶片）表面结冰有两个先决条件：

1）表面温度必须低于0℃。

2）表面必须暴露于过冷水（即温度低于0℃的液态水）的影响之下。

通常能够观察到结冰的情况是冰、雾、喷雾、雪和冻雨。风力机经常运行于云雾缭绕之中。考虑到叶片的相对速度，非常低的风速也满足条件2。

14.2.2 结冰参数

与结冰相关的气象和气候数据如下：

1）空气液态水含量（*LWC*）。

2）空气温度（T）。

3）水滴大小（d 或者 *MVD*）。

4）大气压力（p）。

为了在给定的情况下对结冰概率进行完整的评估，应该同时考虑所有这些变量，以及：

1）相对于叶片的风速（W）。

2）叶片的横向尺寸（厚度和孔径）。

在航空领域通常很容易获得这些参数，并且定期测量，而在风能领域，没有提供现场的 LWC 和 MVD 参数，这影响了现有积冰程序的应用。

14.2.3 结冰事件

在考察结冰对风能变换系统（WECS）造成的经济影响以及在结冰地区安装风力机的可行性时，结冰日是一个关键变量。结冰日是一个统计概念（Battisti，Brighenti，等，2005），由图14-8所示共享区域规定条件的子集定义。航空模型中将变量 W、T、*LWC* 和 *MVD* 定义的大气条件视作结冰事件，特征区域是 $LWC>0$ $(\mathrm{g/m^3})$，$T<0$(℃)，$V>0$(m/s)。当同时满足了这些限制时，就会出现结冰。直接的结冰持续时间（结冰时间）的定义为满足此类条件时，单一（结冰）事件最短的持续时间，表达式为

$$t_i = t_{LWC>0} \cap t_{V>0} \cap t_{T<0} \tag{14-1}$$

只有给定了风力机的几何特征和运行情况，才能够确定此现象的强度。图 14-8 定义的条件实际上是结冰的必要非充分条件。结冰的概率是由一系列具有相同概率的气象变量组合而成。

结冰事件

冰点以下温度

速度

LWC

图 14-8 结冰日的定义

实践中，将结冰日考虑为风力机受结冰影响的小时数之和。这不仅取决于早期结冰的时间（风力机在寒冷天气中运行——结冰形成或直接结冰），而且还与风力机因结冰而不能运行的时间有关（结冰或间接结冰的额外影响时间）。通常情况下，检测覆冰装置不记录额外的结冰时间，但是有观察（Durstewitz，2003）表明，间接结冰时间比直接结冰时间可以高达 100%，并使系统的不可用性增加 50%。但在这一点上还没有取得明确的共识。

14.2.4 结冰类型

结冰的类型有赖于大气和气象条件，以及结冰形成过程中物体表面的温度情况。在指定条件下要预测积冰的类型和形状非常困难，因为气象条件和风力机的运行参数之间有复杂的相互作用。通过研究冰的形成，可以将其分为两类：釉冰和雾凇。图 14-9 描述了冰的形成机制。

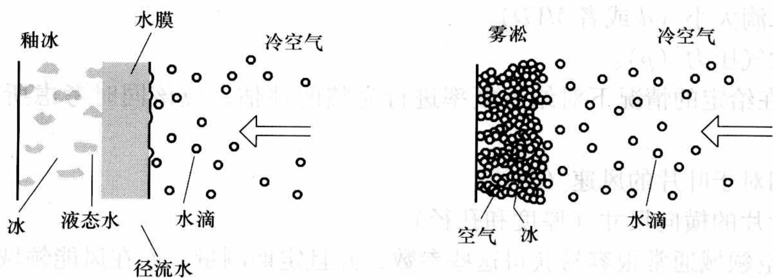


图 14-9 釉冰和雾凇的形成机制

这两类结冰的混合并不少见，因为结冰期间大气条件会变化，这称为混合冰。

釉冰通常与以下条件有关：空气液态水含量（*LWC*）较高、液滴直径为 0 ~ 500μm 且温度介于 0 ~ −5℃。这时形成了具有玻璃表面的透明冰盖。冰盖与对象紧密结合，很难清除。其结构紧凑，通常是透明的，几乎不含气泡，附着力强而且密度接近 900kg/m³。釉冰一般很明显，特点是存在较大的突起，俗称釉角，如图 14-10a所示。

雾凇通常与液滴直径为 0 ~ 10μm 的冻雾有关。当空气温度远低于 0℃（少于

-5℃），过冷的液滴几乎在接触的瞬间凝固。雾凇分两种：硬凇和软凇，前者为颗粒状、白色或半透明、密度为 600 ~ 900kg/m^3，后者为白色或不透明状，密度为 100 ~ 600kg/m^3。

混合积冰具有釉冰和雾凇两者的一些特点。如图 14-10b 所示，混合积冰的中心区域具有釉冰的特点。围绕着釉冰中心的雾凇通常被称作凇羽，特点是很薄、具有鹅毛状的形状和细腻的结构。

图 14-10
a）釉冰形状举例 b）混合积冰举例

对于在含有比雨水更小液滴的云雾中运行的风力机，大气中的冰晶更容易过冷，因而更倾向于形成附着的雾凇，而大一些的过冷液滴则与釉冰有关（Ackley 和 Templeton，1979）。

图 14-11 显示了液滴尺寸、*LWC* 与温度之间的关系。多数情况下，液滴尺寸增大，则 *LWC* 减少。Cober 等（2001）的实验也证明了这一点。实线代表了冰在圆柱体（直径为 3in[⊖]）上的潜在积累，单位是 g/cm^2/h。

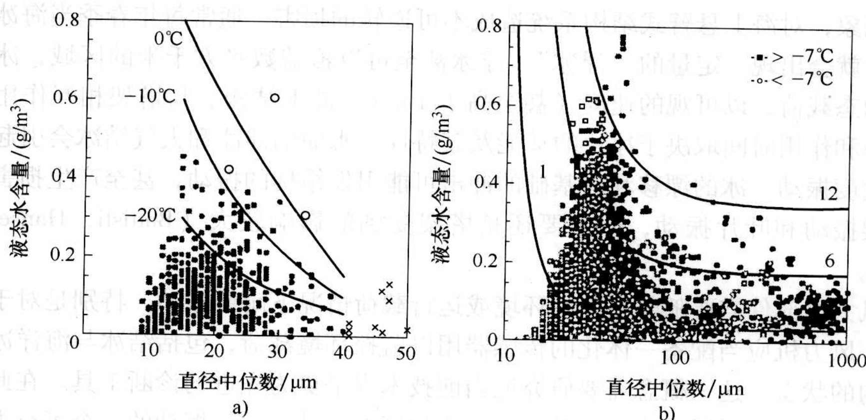


图 14-11 液滴尺寸、液态水含量和空气温度的关系
（测量数据来自 Cober 等，2001）

14.2.5 海上结冰

结冰被认为是长期困扰船舶和海上结构的严重问题。海上结冰与陆地上的有很

⊖ 1in = 0.0254m。——译者注

大不同，主要是因为海洋和陆地间存在水和边界层结构。

按照重要性排列，海上结冰的原因有：

1）海水喷雾。

2）大气中的淡水造成的大气结冰。

这两种现象可以同时发生，概率基本上与距海平面高度相关。海水喷雾的高度不超过 15 ~ 30m，与相对风速有关。*LWC* 随高度降低，在海平面为 4m，风速低于 25m/s（Makkonen，1984）时，比大气结冰时的典型 *LWC* 值低 1 ~ 2 个数量级。

在海上条件下，流冰群或者浮冰（漂浮、流动的冰，固定冰）对风力机结构造成了额外的静态和动态作用力。海洋冰会产生机械性冲击影响并增加振动，可能导致额外的运行载荷。

众所周知的现场经验是，固定冰地区的风力机所遭受的冲击要远小于浮冰地区的。对于固定冰，结构通常被或多或少的冰包围着。冰层与风力机结构相互作用，形成各种形态，每种都对结构产生不同的影响（Mróz 等，2005）。冰与风力机的固定联系诱发静态载荷，风、流体阻力和热张力等组合在一起，慢慢地把冰盖推向结构设施，增加了表面作用力。塔架表现为一个单一的、独立的作用点，受到推力的作用，推力会或多或少分布于塔架的表面。天气条件、施加的作用力大小和接触面结冰除冰周期决定了冰与结构相互作用的均匀性。寒冷海水中的厚冰层有时会诱发堆积现象，对海上悬臂式结构系统造成不可逆转的损害。通常每年春季当海冰开始浮动，就会出现一定量的“浮冰”。浮冰甚至可以覆盖数平方千米的区域，冰块间产生动态载荷，以可观的速度（甚至高于 1m/s）冲击结构。与塔架相互作用的力量大小和作用时间取决于冰块的动能及其特性。水面的浮冰和大气结冰会引起风力机的过度振动。冰的漂移和对基础的冲击可能引发结构的振动，甚至产生损害，引起塔架振动和叶片振动，但主要还是塔架受到的影响较大（Battisti，Hansen 等，2005）。

风力机部件需要随时在各种环境或运行载荷情况下耐受振动。特别是对于寒冷气候，风力机应当配备一体化的传感器用以监控环境载荷，包括结冰与海洋冰，以及结构的状态。这一概念需要研究比当前技术水平更为先进的诊断工具。在此信息的基础上，自动激活半主动对策，以防止过度的振动。减轻振动的一个可行方法是在风力机的支撑结构中嵌入阻尼和智能元件，用来减少动态响应并增加结构的疲劳寿命。结构阻尼方案总是能很有效地抑制过度振动。风力机的基础也对防止冰冲击运动有一定效果。在合适的地方，自然的固定冰能够延伸至风电场，因而单个基础所受到的静态和动态作用力仍然很小。

海上塔架的积冰可能会改变塔架的重量和气动特性，从而改变了基础的载荷。此外，不同的研究人员都发现（Morcillo 等，2004），如果不采用适当的海上防腐蚀系统，积冰可以加速塔架和支持结构的腐蚀过程。

14.2.6　结冰检测

检测风能系统的结冰状况是一项具有挑战性的任务。在风能资源评估阶段，常结合使用加热和不加热的风速计来观测结冰天数。多年来在风力机的运行中测试了各种传感器系统，但都不具有足够的可靠性和有效性。在航空气象学应用中使用的固定式冰探测器非常沉重，且只能安装在机舱这样的风力机固定部分。不幸的是，叶尖的相对速度比机舱处的大很多（例如机舱处的相对风速为 12m/s 时，叶尖处的相对速度约为 70m/s），而且叶尖部的传热效率较高，导致叶片和机舱会有不同的结冰过程。最常见的情况是，当机舱开始结冰时，叶片的结冰已经很严重，风力机的最大振动传感器也已被触发。直接的方法是基于读取各种物理参数。在航空应用中有压电传感器、无偏振红外激光传感器，以及基于水冰介电常数变化的阻抗变化传感器。这些设备的通病是重量大，对于叶片这样的运动部件是难以接受的。大多数应用对风力机只有指示性，并需要实时测量功率曲线、环境温度、加速度等间接参数。此外，提出了通过叶片根部的弯矩测量由于结冰而增加的重量。其变种是测量轮毂的陀螺力矩。这些方法的原理是自然积冰是不平衡的，所以其重量也总是不平衡。同时必须确定监测到的气象条件和运行状态是否与叶片的结冰一致。因此，在检查叶片重量的不平衡时，还需要使用后续方法来测量环境温度、湿度和偏航，而偏航角也可能引起叶片的不平衡，应避免偏航过零状态引起的错误。目前，现有的风力机结冰检测技术还不可靠，往往检测错误的变量，浪费监测成本，产生不确定的监测结果，并消耗了额外的防冰成本（因防冰的目的而浪费能源）。从作者个人经验出发，精确的早期结冰检测的唯一途径是，在旋转架（叶片）的正确位置上（翼展方向和弦线方向），同时测量同一地点的外表面温度和内表面湿度。

14.2.7　风力机上的冰增长

一般来说，风力机上出现结冰时可能有三种情况：静止（风轮处于停止状态），空转（风轮旋转，但风力机不与电网相连），以及运行。冰的生长也与风力机的控制策略有关：桨距控制或者失速控制型。对于桨距控制型风力机，在空转结冰的条件下，因为桨距角减少，转速降低，可以观察到高达 100%（相对于弦长）的叶片前缘（LE）积冰（Seifert 和 Richert，1997，1998）。这一区域攻角产生的升力可以忽略，因而叶片前缘的积冰既不受离心力的影响，也没有相应的升力作用，结果生长速度更快。在电力生产过程中，相对较高的风轮旋转速度引起了叶片前缘覆冰的离心力，而升力在增生的表面引起剪切力并使冰与叶片之间产生弯矩，造成冰的早期断裂并产生各种形状。由于这个原因，仅可能用基于现场观察的数据，在统计意义上量化冰的质量分布以及总质量。图 14-12 显示了不同工况下的风力机，定性地描述了叶片上的冰生长。

在结冰条件下的电力生产中，少量的结冰增长是显而易见的。停机导致问题更加严重，因为根据风向的不同，叶片可能大面积结冰，同样在中度风中也是如

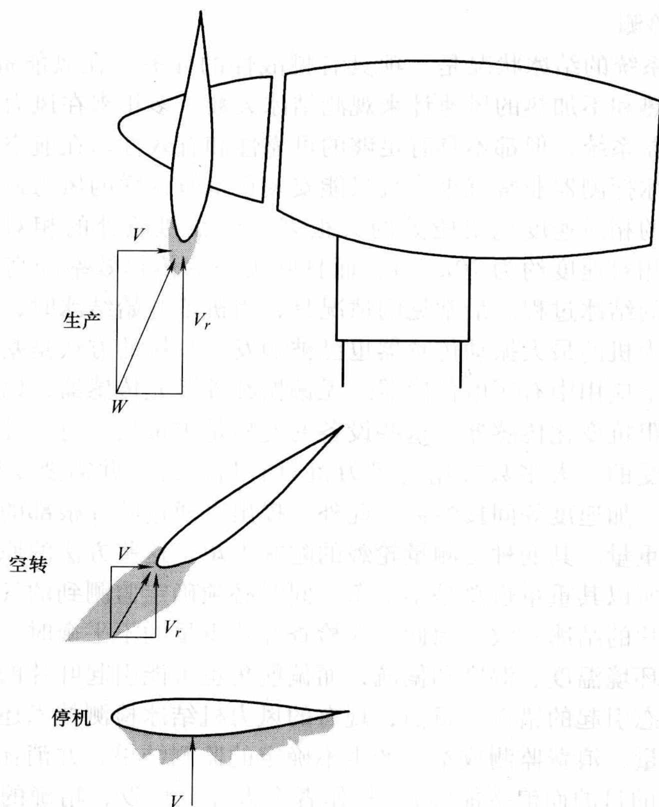


图 14-12 不同工况下桨距控制型叶片上积冰产生升力的定性描述

此。因此，在叶片的一小片区域除冰可能完全无效。另外，叶片的后缘也可能结冰。

由于沿翼展方向，空气相对速度随半径增加而增加，而叶片宽度不断减小，积冰在叶片外侧部分近似线性地增加。一般情况下，通过观察（对于图 14-13 中的全部）可以确认积冰从叶片根部向尖部线性增加，且在外侧区域达到最厚。对于大型风力机来说，半径中点处的积冰是微不足道的。由于质量、表面作用力和叠加的振动现象的影响，叶片外侧的积冰在风力机运行过程中周期性地脱落并再次生长，形成典型的锯齿状分布。出于这个原因，德国劳氏船级社（GL Wind, 2005）规定："假定在叶片前缘（LE），质量分布（质量/单位长度）沿着风轮半径方向从 0 线性增加到 m，并从半径中点处向外保持恒值"的前提下，以下给出经验法则：

$$m = \rho_{ice} k c_{min} (c_{min} + c_{max}) [\mathrm{kg/m}] \tag{14-2}$$

式中，$\rho_{ice} = 700\mathrm{kg/m^3}$；$k = 0.00675 + 0.3 \times e^{[-0.32\theta \frac{r}{r_1}]}$，$r_1 = 1\mathrm{m}$；$c_{max}$ 为最大弦长；c_{min} 为叶尖处弦长，沿叶片轮廓线性扩展。

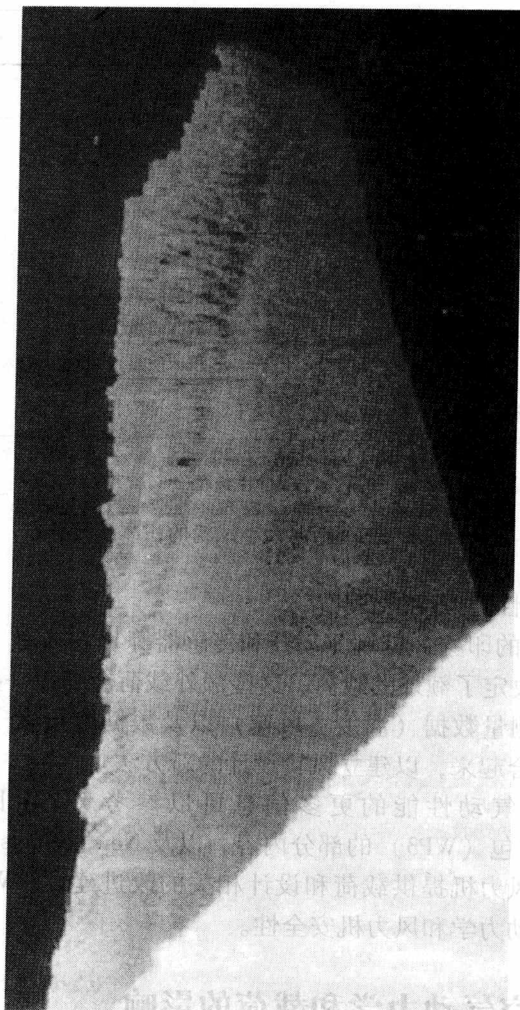


图14-13　典型积冰分布的图片

图14-14给出了这样产生的质量分布图，其中对三个不同大小的风轮进行了模拟。

翼展为40m的叶片因积冰而额外增加的质量可达1066kg，30m的为604kg，20m的为302kg。这些额外增加的质量可达叶片质量的10%～15%，会对静态和动态载荷分析产生显著影响。

积冰影响风轮的空气动力学和气动弹性性能，表现在：

1）叶片单位长度质量的变化。

2）翼型空气动力学性能（及作用力）的变化。

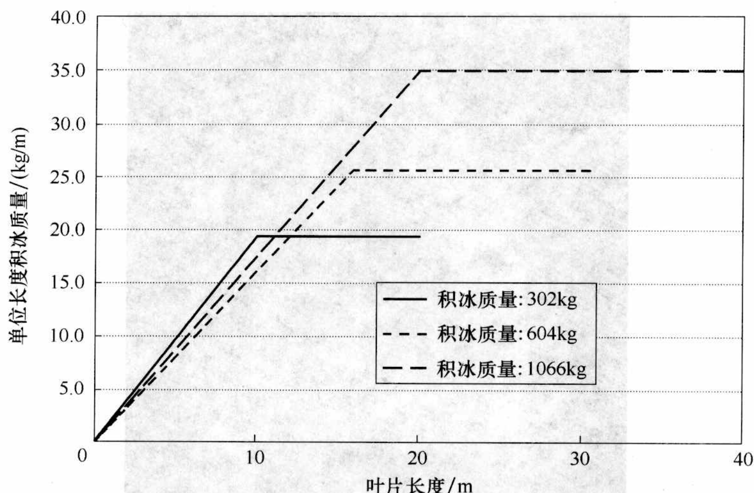


图 14-14　三个不同大小风轮的积冰质量分布

3）材料机械特性随温度的变化。

4）对控制系统的印象（抑制驱动器和传感器等）。

风轮上的积冰决定了额外的载荷，这些额外载荷会缩短一些部件的寿命。应当将这些信息与其他测量数据（温度、风速）以及数据库检索（标准功率曲线、振动的标准频谱）整合起来，以建立风轮设计的新方法。

有关覆冰风轮气动性能的更多信息可以参考 EC 项目 NNE5 2001-00259（2001）中第 3 工作包（WP3）的部分内容，以及 New Icetools（NICE），该项目旨在为结冰条件下的风力机提供载荷和设计相关的改进建议。WP3 主要是关于结冰载荷条件下的结构动力学和风力机安全性。

14.3　结冰对空气动力学和载荷的影响

积冰对翼型气动性能的影响包括减少升力、增加阻力并因不利的力矩而造成不稳定。过去 50 年中，人们研究了飞行器的结冰（参见 Al-Khalil 等，1993；Gelder 和 Lewis，1951；Neel 等，1947；Thomas 等，1996），但由于对飞机性能的不利影响，目前仅有少量观察和测试可用于风力机（Bose 和 Rong，1990；Makkonen 和 Autti，1991；Makkonen 等，2001a，2001b；Seifert 和 Richert，1998）。

此外，这两个应用领域间还有如下的分歧：

1）很难在气候风洞中开展风力机的测试。

2）在航空领域所确认的为数不多的相关性中，只有少量的数据可用于风力机，而且所研究的攻角范围有限。

3）一些物理参数的范围（*LWD*，*MVD*）只能进行估计。

4）到目前为止，空气动力学仍不断取得新的进展：

① 在结冰情况下对配备了相关仪器的风力机进行实地测量；

② 建立半经验性的空气动力学模型；

③ 与测量相比较，并试图调整半经验模型，以得到真实性能；

④ CFD 方法。

由于形式和质地的明显差别，釉冰和雾凇所造成的性能下降差异显著。釉冰的特点是，严重的情况下在叶片前缘（LE）形成大的冰角，引起气流分离效应，极大地增加了阻力并减少了最大升力系数。可以观察到零升力的攻角，但不像在雾凇情况下那样严重。这是因为雾凇表面更粗糙，从而使 LE 附近的上表面边界层较釉冰的情况更厚。虽然釉冰增生增加了叶片表面的粗糙度，但形状对性能下降产生的影响更为显著。因此，测试中通常采用简化的釉冰性能退化模型，不考虑表面粗糙度的影响，而特别是对于最大升力和阻力可以取得几乎相同的精度。在某些情况下，冰的增长足以改变整体的形状，从而在冰增大的过程中影响水的收集量。

雾凇的特点是堆积点附近表面更加粗糙，与釉冰角相比具有更流线型的外观，通常增加的阻力较小。由于雾凇增生的叶片通常保持了流线型的翼型，因而导致过早过渡的表面粗糙度成为阻力增加的主要原因。如前面所讨论的，LE 表面粗糙度也会降低最大升力系数并改变过零攻角。

雾凇情况下，结冰量以恒定速率增加；而釉冰情况下，结冰量以递增的速率增加。

空气动力学的影响取决于翼型形状，即翼型厚度、锐利的 LE 和大攻角时吸力侧的气流分离。

较厚的翼型和较钝的 LE 结冰时不容易降低阻力，积冰形状、攻角和阻力变化之间的相关性更好。考虑到两种积冰形式，可以得到以下的一般性因素。

14.3.1 光滑的冰（釉冰）

1）随着积冰的增加，翼型形状改变，阻力增加，即使翼型形状倾向于不变，但由于攻角变化，风力机的输出功率将减少。

2）在覆冰叶片的截面上，LE 处增加的弦长可以导致：

① 叶片根部弯矩的增加；

② 对桨距控制机制非常重要的桨距力矩的增加；

③ 升力系数的增加（过功率）。

14.3.2 粗糙的冰（雾凇）

1）随着积冰的增长，翼型形状改变，阻力增加，减少了风力机的输出功率。

2）在覆冰叶片的截面上，LE 处增加的弦长可以导致：

① 叶片根部弯矩的增加；

② 对桨距控制机制非常重要的桨距力矩的增加。

到目前为止，WECO 项目（Tammelin 等，2000）进行了最为系统的实验研究，通过研究人为重塑翼型的空气动力学性能，评估了模拟的积冰所产生的影响。首先在实际结冰的风力机附近取得碎冰的石膏拓片，并以此为蓝本制定了风洞研究中叶片前缘积冰的形状。风洞研究中叶片前缘积冰的长度与弦长之比取值范围很大（2%~44%）。在一个开放式喷气风洞中，提取了攻角为 -10°~30°范围内，升力、阻力和气动力矩系数的静态、动态二维数据。图 14-15 显示了其结果。与干净的翼型相比，污染程度 A（2%）和 B（22%）时，翼型性能降低，而情况 C（44%）中，受到大弦长的影响，倾向于预期的失速状态，并导致可比的最大升力。

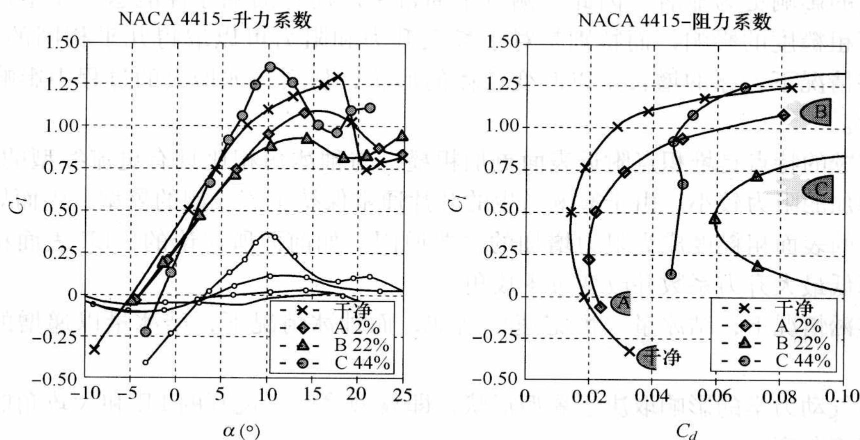


图 14-15　NACA 4415 的 C_l、C_d 特性（重新取自 Seifert 和 Richert，1998）

动态地测量了结冰和非结冰截面，以研究结冰对动态失速特性的影响。结果表明结冰与非积冰情况下 $C_l(\alpha)$ 曲线特性变化不显著。与干净翼型相比，结冰翼型的过零攻角发生变化，降低了结冰部分失速区最大与最小升力系数的幅值。特别地，这些结果表明可以对后失速区的动态性能产生影响。

14.3.3　覆冰风轮性能评估程序

在没有任何标准的情况下，并考虑到预测叶片上积冰形状和尺寸的难度，我们引入一套程序用以帮助取得积冰情况及相应的性能下降。步骤如下：

1）从含有不同厚度积冰的翼型性能开始，例如基于 WECO 的结果，定义一些标准（结冰长度与弦长比 A =2%，B =22% 且 C =44%）。

2）构建类似于干净翼型的性能（如从 NACA 4415 到 NACA 4421）。

3）定义类似结冰翼型的性能并引入 Viterna 方法（Viterna 和 Corrigan，1981），以得到上述失速情况下受污染翼型的性能。

4）建立叶片上积冰质量分布（污染水平）。

5）在一些物理原理和经验观察的帮助下，确定沿着叶片积冰的程度。

6）在情况 A、B、C 之间进行插值，以得到任意污染情况下的叶片性能，并给每个部分建立数据表格。

7）运行边界元方法程序，得到结冰时的功率曲线。

表 14-5 定义了表面污染水平。德国劳氏船级社的梯形规则（GL Wind，2005）表示为 CL2，并以此为基础定义了非常轻（CL0）、轻（CL1）和重（CL3）质量分布。

表 14-5　污染程度的定义

污染水平	结冰长度与弦长之比
CL0	GL · 0.275
CL1	GL · 0.5
CL2	GL · 基本质量分布
CL3	GL · 2

图 14-16 中给出了这些污染水平下，Tjaereborg 风力机 32m 叶片的质量分布。考虑有关局部结冰的合理假设，图 14-17 得到了由此产生的冰层厚度。

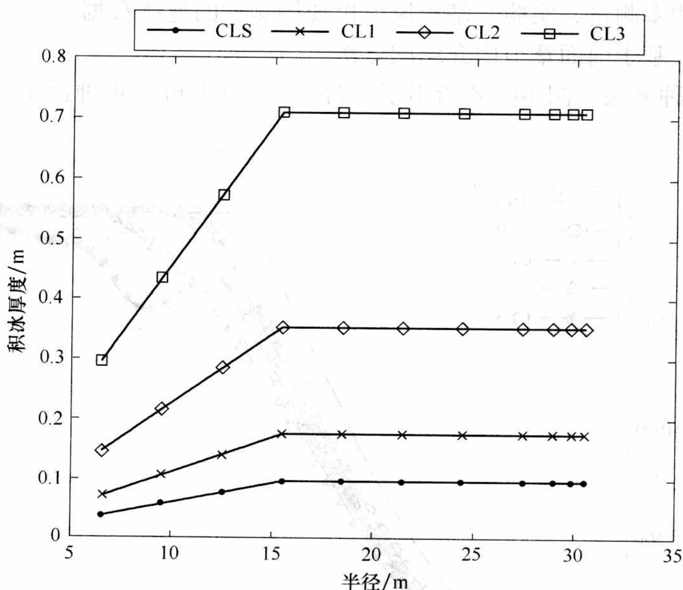


图 14-16　与表 14-5 各污染水平对应的积冰质量分布

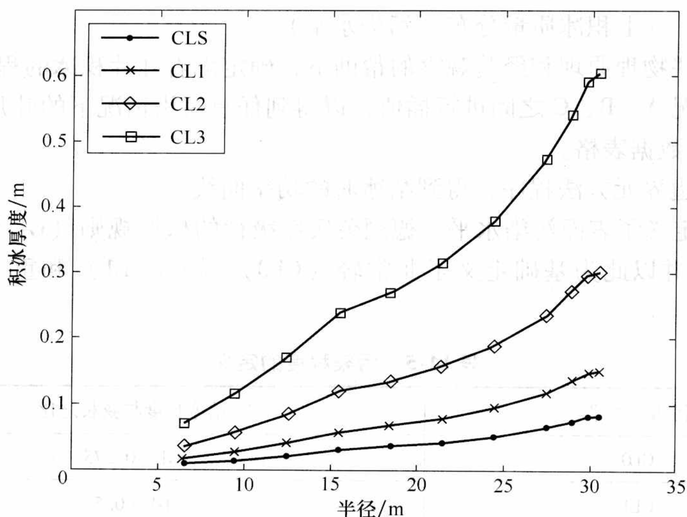


图 14-17 与表 14-5 各污染水平对应的积冰最大厚度

14.4 结冰对发电量的影响

已经有两种方法用来研究结冰对电力生产造成的影响：

1）直接功率测量、实验，基于风力机现场测试的连续数据。

2）计算，基于前面章节中介绍的方法。

根据后一种方法，图 14-18 给出了一台 2MW 风力机在 4 种污染水平下的功率曲线。

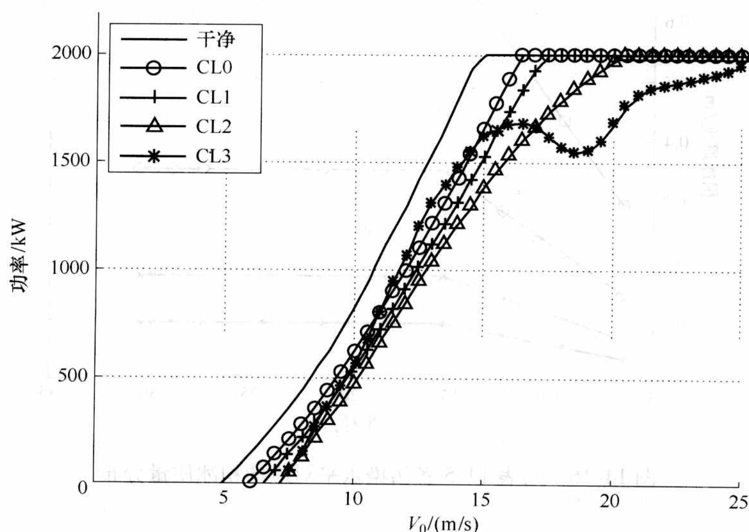


图 14-18 各种叶片积冰情况下，一台 2MW 变桨距控制风力机的计算功率曲线

前三种污染水平下观察功率曲线，其外形变化不大，只是随着积冰的增多而向速度增加的方向平移。然而，第四种情况 CL3，功率曲线显示出明显的变化。虽然该功率曲线永远无法达到额定功率，但它覆盖了许多低风速段。因此，如果现场的风速更多地位于该范围，则与 CL2 相比，CL3 情况下可能生产更多的电能。

因而，与空气动力学性能下降有关的损失减少了年发电量（AEP）。

14.5 防冰和除冰系统设计及性能

14.5.1 系统评估

为风力机选择和设计防冰系统所需要的基础是，可靠地评估结冰条件下叶片与环境交换的热通量。热通量涉及气候与风力机的大量变量，这增加了问题的复杂性。

结冰在航空领域屡见不鲜，尽管存在基本的差异，技术转移不明显，但风能研究仍然可以根据自己的特殊需求从中获得一些有益的经验和解决方案。已有相当数量的航空积冰预测程序用于防冰系统的辅助设计，以及结冰条件下的飞行器认证：NASA 的 LEWICE 程序（Wright，1995，2002）、École Polytechnique 的 CANICE 程序（Morency 等，1999，2000；Tran 等，1996）、ONERA 的 CAPTA 程序（Guffond 和 Brunet，1985）、CIRA 的 ICE 程序（Mingione 和 Brandi，1998）、特温特大学（University of Twente）的 2DFOIL-ICE 程序（Dillingh 和 Hoeijmakers，2003）。这些程序采用相似的散热建模方法并可预测水捕获率、水滴撞击限制、积冰形状和整体热防冰系统的要求。在风能领域不能直接使用这些程序，风能应用与航空应用之间有许多重要的差异，这是由它们各自适应的标准气候条件、采用的防冰策略、翼型的运行攻角、使用的墙体材料以及旋转影响所决定的。

现有程序中只有少数专门程序用于积冰分析和风力机防冰系统设计：芬兰技术研究中心（VTT）开发的 TURBICE 程序（Makkonen 等，2001a）可用来模拟风力机叶片上的积冰，LEWICE 2.0 ANTICE 程序（AI-Khalil 等，2001）可用来预测防冰的功率需求。最近，特伦托大学（University of Trento）开发的 TREWICE 程序（Battisti，Fedrizzi，Rialti 和 Dal Savio，2005）可用于热防冰或除冰目的。TREWICE 程序也可以模拟连续或者间歇式加热工作的热空气防冰系统。

出于安全和疲劳载荷方面的考虑，要求结冰零容忍或者准结冰零容忍策略。防冰系统（IPS）的功率和能量消耗取决于单位表面积的热通量需求和一定程度上的叶片热保护面积。前者又取决于规定的表面温度（表面状态为潮湿或蒸发），后者与气候条件和叶片几何参数有关。这些讨论将对风力机选址产生基本影响，并用于寒冷气候条件下 IPS 的平衡分析。

风力机热防冰系统的选择、分析和设计是一个反复的迭代过程。

设计的第一步是评估防冰系统的必要性。这一步需要有关现场结冰的可靠信息

及结冰对风力机动态性能的影响。应当使用气动弹性程序评估是否真的需要防冰系统，且其经济性是否可行。根据场址和技术途径的不同，防冰系统（IPS）会通过各种途径影响投资和运行费用。

选定 IPS 类型后就可以进行设计。通常需要把系统集成到现有的设计理念中，而不是作为寒冷条件下专用机器的单独部分。

这是具有挑战性的一步，因为：

1）缺乏气象和现场参数。

2）缺乏叶片材料在低温（－20～0℃）和高温（70～110℃）下连续运行的数据（热和机械两方面）。

3）缺乏开发 IPS 的设计工具。航空领域开发的一些数值工具并不是非常适用于风力机，因为在以下方面存在着不同：遇到的气候条件（*LWC*，*MVD* 等）、数据的可用性、是否存在结冰检测系统及其控制、运动部件的相对风速、除冰系统的备用功率、具体操作的最大需求、使用的材料、性能影响、旋转部件、典型结冰时间、认证需求等。可靠的数值工具在建立验证方面具有相当的难度。这需要结构严谨、计算繁重的计算模块，其中一些是不容易为私人公司和研究中心所掌握的。

4）把 IPS 集成到现有风力机设计中需要额外的努力（包括对设计和认证两方面）。

设计叶片 IPS 时的建议是，叶片必须具有一定的耐受结冰的能力，可以在结冰的条件下连续、安全、经济地运行。而航空领域中要求最严格的情况下（可能在连续结冰条件下遇到），水分部分或完全被蒸发，这种条件下风力机的设计可以允许一定的结冰容忍度。基于此设计的可加热叶片在大多数情况下都不会结冰或者仅有少量反复性的结冰融化现象。

单一的标准积冰程序不足以设计热防冰系统（IPS）。通常积冰程序的目的是预测局部的表面结冰，而防冰预测程序用来评估需要给表面提供的加热气流，以确保表面保持给定的温度。修改积冰程序，在能量平衡中添加外部热源，能够使叶片的外部温度保持在 0℃ 以上。添加外部热源意味着引入共轭传热分析步骤。通常的共轭传热分析包含外部流场、叶片壁传导过程和内部流场计算（当叶片引入暖空气循环时）。

与积冰情况时的不确定性相比，防冰计算的稳态条件简化了计算过程。图 14-19 给出了简化的防冰系统评估路径。

14.5.2 设计流程

由于风力机的 IPS 需要额外的投资和运行成本，因此需要一些标准衡量这一系统带来的好处。尽管通常情况下，为 IPS 寻找合适的结构方案应当考虑到海洋冰和积冰两者的影响，但下面给出的例子只综合了大气结冰过程。可以不修改基本逻辑，而直接扩展到海洋冰的情况。

作为解释，图 14-19 描绘了将 IPS 应用到风轮中的一种可能的整合设计路径。

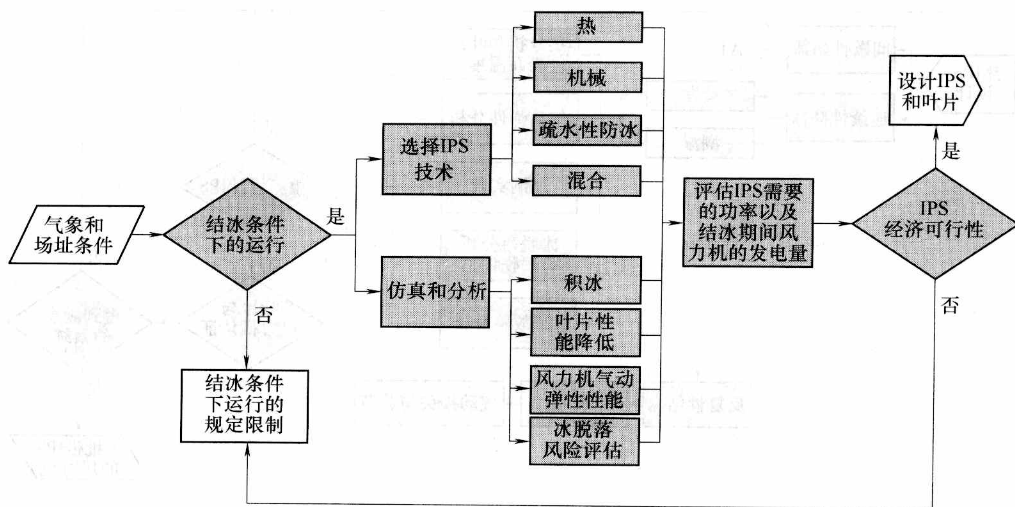


图 14-19　防冰系统（IPS）评估流程的简化路径

在环境数据和技术指导问题、制造商的设计要求和客观条件的基础上，该流程首先为一系列数值模拟和实验活动设置了边界条件。为了提供受污染叶片的新翼型轮廓及其载荷性能，有必要进行积冰分析。在这一步，使用气动弹性程序仿真评估叶片积冰及由此产生的表面和质量载荷。性能劣化分析可用来评估能量输出。该综合流程还能输出冰脱落轨迹和结构损伤容限分析。现在可以从技术层面决定是否需要 IPS。对于轻度结冰，结构和性能受到的影响可以忽略，对人和货物的风险也在可接受范围内，没有必要配备 IPS 而只需要为结冰运行规定一些限制。如果发现有必要使用 IPS，则以工程经验为基础做出技术方案的初步选择。

图 14-19 给出了四种系统：热、机械、防冰涂层和混合表面。根据选择，应用简化方法评估防冰系统的安装功率及其耗能，并进行收支平衡分析以评价系统的经济可行性。如果结果显示经济上不合理，则只设置结冰条件下的运行限制。然而，如果确认所选择的连续性防冰技术初步可行，则图 14-20 给出了系统执行设计、验证和认证的完整计算路径。有必要采用数值模型和现场测试评估 IPS 的可用性和可靠性。这一步结束于对部件重新设计的分析。如果需要进行重大改进，则需要新的收支平衡点，否则接下来只能进行技术审批。

14.5.3　在防冰设计流程中引入气动弹性分析

表明指定场址积冰持续程度的时间量定义为事件频率水平（EFL）。例如，这些时间量可以是单个、两个或三个叶片带冰运行的小时数，及一个或两个叶片突然甩冰的次数。

接下来的流程将气动弹性分析综合到防冰设计中：

1）需要定义一系列任意的污染水平（CL）和 EFL。

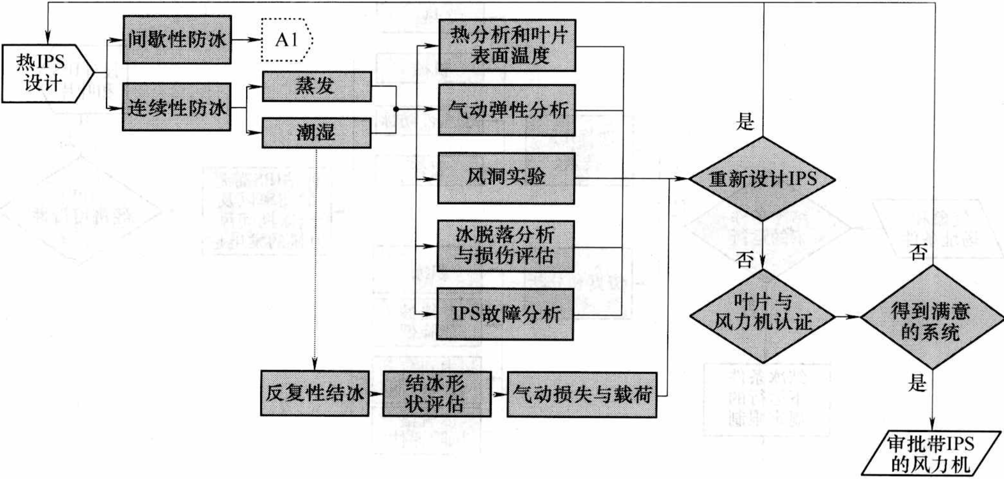


图 14-20　防冰系统设计、验证和认证

2）CL-EFL 对形成了任意载荷情况的方阵，可以进行 20 年寿命评估。

3）相对于标准情况，考虑 20 年等效载荷，为每个 CL-EFL 对定义了损伤水平。损伤水平方阵可以用于风力机的一系列部件。

任何给定的场址都可以根据其气象特征套用 CL-EFL 方阵。

如果损伤水平超出了临界值 $D_{critical}$，CL-EFL 对的数据作为防冰设计流程的输入。前述设计流程有赖于基本的假设条件，即掌握了现场宏观、微观结冰的时间、物理特性。这些信息可以通过直接观测或气象推断获得。

图 14-21 给出了损伤水平方阵示意图。

事件频率水平 \ 污染水平	适量-CL1	中等-CL2	严重-CL3
多	损伤 $<$ $D_{critical}$	损伤 $>$ $D_{critical}$	损伤 $>$ $D_{critical}$
中	损伤 $<$ $D_{critical}$	损伤 $<$ $D_{critical}$	损伤 $>$ $D_{critical}$
少	损伤 $<$ $D_{critical}$	损伤 $<$ $D_{critical}$	损伤 $<$ $D_{critical}$

图 14-21　损伤水平方阵示意图

14.6　防冰系统概念、比较与讨论

防冰系统（IPS）可以按三种方法进行分类：首先是非常直观地基于采取的运行策略——热、机械或其他；第二种基于能量需求；第三种基于采用方法的持续性并用间歇度衡量。

考察采用的运行策略，IPS 可以分为机械、热或者其他类型，最后一种包括所有非前两种的类型。

对于机械式 IPS，采用了机械振动来打碎冰盖。主要的方法有：加力振动、电磁冲击、超声波、电或磁张力表面，以及记忆合金的相变。

对于加热式 IPS，加热的区域广泛地包括了水接触区。通常来说，基于热的防冰系统中可以用两种方法来产生防冰所需要的热量：分布式热源（电热垫）或者集总式热源（热空气）。前一种方法通过焦耳效应在需要的位置产生热量，而后一种方法在同一个位置产生热量，并通过适当的载体进行分配（一般使用空气，但也可以使用其他的热介质）。可以用热量来防止撞击云层而结冰，或者让水保持液态（潮湿状态）甚至蒸发掉。在这种情况下，我们指的是防冰系统。在蒸发方法中，需要提供充足的热量使撞击到表面的水滴全部蒸发掉，而对于潮湿方法，只需要提供足够热量防止结冰即可。在潮湿法系统中，加热面以外的地方可能冻结，导致反复结冰。因此，潮湿系统在应用中必须格外小心，以免在关键部位形成反复积冰。当加热用来消除已经存在的冰盖时，我们指的是除冰系统。

在加热式 IPS 中，热源可以由风电场本身的电力系统提供，或者通过独立的备用式发电机提供。有趣的是有机会在风力机中找到可再生的能源，因为电气设备或者散热器会释放出热量，这将在后面的章节中进行分析。

其他 IPS 包括能吸收太阳辐射的涂料、疏水和防冰涂料、粘性产品和润滑脂。

通常来说，被动技术不能总是防止冰的形成，但可以帮助减少问题的影响。特殊涂料不需要消耗能量，没有移动的机械部件且易于使用。它们的缺点是不能除冰，防冰能力有限，夜间无效或多云天气时效率降低。一些可能的空气动力学性能问题和磨损风险也必须考虑。此外，一些涂料可能有毒或具有腐蚀性。

为了进行能量分析，最有趣的方式是根据加热持续时间分类加热式 IPS。为此，我们使用间歇度，其定义为加热时间与结冰时间总持续时间之比，后者是加热时间和不加热时间之和。式（14-3）给出了这个比值：

$$\tau = \frac{T_{heat-on}}{T_{heat-on} + T_{heat-off}} = \frac{T_{heat-on}}{T} \tag{14-3}$$

因此，除冰系统的间歇度小于 1 表明了周期性运行，而间歇度为 1 则说明连续运行。在除冰操作中（广泛地用于航空领域），迅速为覆冰表面提供足够的热量来融化边界层的结冰。然后利用空气动力学或离心力去除冰块。这两种不同的操作决

定了不同的能量需求，及不同的叶片载荷，因而对整个系统成本的影响也不一样。

14.6.1 实用的风力机 IPS

就作者所知，在主动式系统中，只有叶片电加热和叶片热空气循环系统已在风力机中取得商业化应用。微波与叶片前缘（LE）充气橡胶靴等机械方法仍处于开发之中。被动式系统以及一些叶片表面黑色喷涂处理或聚四氟乙烯涂料可以帮助降低表面湿润程度。

1. 风轮叶片电气加热

风力机叶片的电加热和除冰/防冰系统可以由电热元件制造商采用各种型号的电线和铝箔制作完成。

叶片前缘（LE）的电加热铝箔（加热丝或碳纤维）最早由 VTT（芬兰技术研究中心）开发于 1992 年（Peltola 等，1999）。系统为叶片外表面提供了足够的热量使其保持规定的温度。理想情况下，如果每一块壁板都可以单独加热，则该方法可以保证表面温度且所需热量最少。但应当考虑到一些壁板的背面也会被加热，从而造成损耗。该系统在严酷环境下非常有效，且作为除冰系统工作良好。按照最初的设想，叶片的不同部分可以分别加热以获得最高的系统效率，但是电气问题与监控每一块壁板温度的困难使得倾向于选择简单的控制系统。与此系统相关，有两个未解决的问题：首先是关于加热元件的材料，由于采用金属或者碳纤维，因而可以接引雷电；第二个是关于叶片前缘加热元件放置位置及引起的结构问题。风轮旋转时重力在风片结构上引起了高确定性载荷，还要加上气动驱动力以及因该方向上固有频率阻尼较小而产生的所谓边缘叠加振动。

GRP（玻璃纤维强化塑料）载荷承梁的高应力将使加热元件中的电线或纤维所受应力更高，特别是当加热元件由碳纤维制成时。它们的杨氏模量比玻璃纤维的高很多，因而载荷会更多地由加热纤维承担。

上述风力机叶片加热方法理论上非常有效，但较难管理，会受到热和机械两方面疲劳载荷的影响，因此限制了使用寿命。为了控制飞机表面的温度，在整体粘合层压板中加入导电纤维，构成除冰防冰系统。导电纤维重量轻、不影响空气动力学性能。与导线和铝箔相比，它们更容易处理，最重要的是，它们可以实现分布式均匀加热。这些纤维可以做成编织布、无纺布或者各种各样的编织形式；可以使用导电的天然纤维、导电的人造纤维、半导电的天然纤维、半导电的人造纤维、不导电的天然纤维或者不导电的人造纤维。任何外覆的纤维都可以是导电、半导电或不导电的。因而可以提高能量利用效率。风力机运行时电力资源有限而环境恶劣，系统必须效率高且能提供很好的保护。现有技术中使用了各种加热元件。虽然一些专利在航空领域取得应用，但风力机叶片表面的加热和除冰系统中还没有这些加热元件的商业化应用。最新的例子有关维斯塔斯（Vestas）V90 型风力机（Pederson，2008），该机使用了 93 个加热器，每个叶片 31 个，每个叶片分成七个区，每个区包含 8 ~ 10 个加热器。叶片每个区域要消耗 23kW 用于升温和除冰系统。

2. 叶片热空气循环系统

20 世纪 50 年代为飞机部件特别是翼型的防冰除冰而开发的管道空气循环系统，现在广泛用于飞机机翼。不久也被考虑用于风力机：事实上，风力机应用的描述最早可追溯到 1949 年（Woigt，1949）。这里介绍了管道空气循环系统，其中的空气利用了发电机的余热。该系统直到 20 世纪 80 年代才开始取得商业化应用，此时叶片的除冰、防冰系统有了更合理的设计。风力机叶片的热空气加热系统简单、可靠，有效地利用了专用电气设备产生的热量，且空气可以方便地到达需要的位置。

管道空气循环防冰系统有两种基本的配置，即开环和闭环系统。两者都是在叶片外壳内布置合适的分隔墙。图 14-22 描述了其配置。在开环系统中，热空气从叶片根部进入，通过 LE 区域内布置的管道向尖部流动，LE 区需要的防冰热量最多。隔板应当与叶片翼梁相匹配。空气从叶尖部释放。

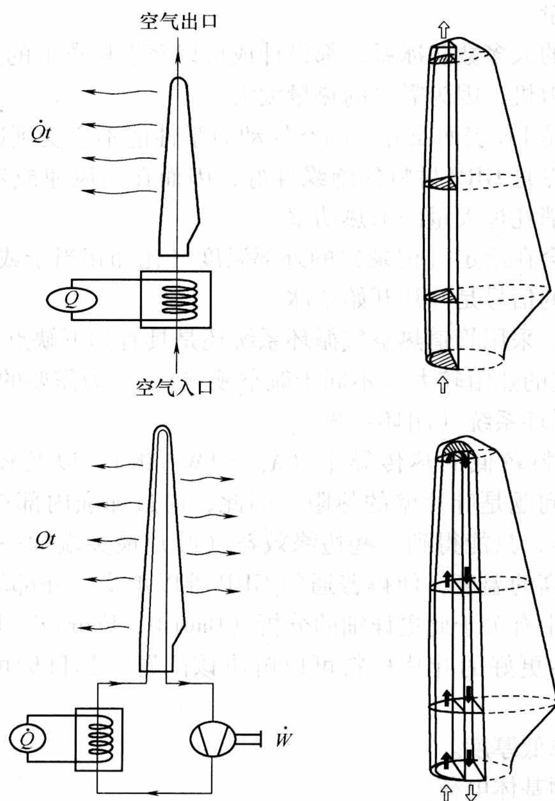


图 14-22　开环与闭环系统示意图

空气静压力沿着管道变化，并局部地决定于离心力、叶片壁压力和热量损失之间的平衡。因而在管道内建立了自然的送气过程，并受到入口空气压力和温度、风

轮旋转速度和管道形状的影响（通道部分、宽高比和叶片长度）。因而，对于给定的环境和运行条件，系统的热性能决定于气流量和进气压力、温度（Battisti 和 Dal Savio，2003）。在闭环系统中，叶片内部安装了两个（或更多）通道，以使空气从回流通道返回法兰处。做功后的空气从叶尖返回，并重新加热，再次进入叶片循环。该方案需要风扇使得气流能够循环，但也能为叶片尾部提供防冰保护（Battisti 和 Dal Savio，2003；Battisti 和 Soraperra，2003）。当釉冰较严重时，该系统可以防止反复性结冰。它的热性能优于开环系统，尽管复杂性增加，且需要机械功率使空气循环起来。该领域只有少量的公开文献，且多是关于航空系统的（例如参见 Tomas 等，1996），与风力机在材料和采用的方案上有很大的不同。有关实验的文献更少，且只是关于电加热除冰系统，而不是空气内循环方法（Battisti，2006）。叶片内部的空气分布使得叶片表面的温度控制比较困难。LE 区域的最低温度要求使得其与叶片后部产生了很大的梯度，难以达到等温壁的设计目标，因而与电加热相比，需要更多的热量。

虽然航空领域的大多数防冰系统都设计成可以蒸发机翼上的大部分水分，但这一策略不适用于风力机，因为需要的热量太大。

该方案的优点是 LE 表面及叶片的空气动力学性能不会受到影响，且对避雷系统没有副作用。缺点是 GRP 材料的绝缘性好，因而在高风速或者风轮在低温中旋转时，强制对流会消耗掉大量的加热功率。

叶片加热通常会在给定（记录）的外部温度（比如相当于或小于 +2℃）下启动，控制系统收到的信号是叶片开始结冰。

尽管简单易行，采用管道热空气循环系统还是具有如下缺点：

1）由于叶片壁的热阻较大（不同于航空领域），因为需要的热通量大。

2）需要空气循环系统（闭环系统）。

由于叶片壁材料较低的热传导率（$\lambda_m < 1\mathrm{W/mK}$），以及较大的厚度（10～70mm），主要的热问题是叶片壁的热阻。因此，通过加强内部空气循环（就如在飞机机翼中使用的），只能得到一些边缘效益（叶片最尖端的一部分）。因此，叶片内部需要保持很高的温度，使得普通的 GRP 难以承受，外部较低的温度使得系统效率不高。文献中有关于此更详细的分析（Battisti，Fedrizzi，Rialti 和 Dal Savio，2005）。使用导热性更好的叶片材料可以解决该问题。其目标可以通过以下方法达到：

1）大幅度地降低厚度。

2）改变聚合物基体电荷。

3）使用热桥。

综上所述，基于热方法的防冰系统表现出以下的一些特性，同样也能在接下来的仿真中看到：

1）用于防冰的功率密度较高（1～10kW/m²）。

2）即使在中度结冰情况下，为了保证安全运行，也需要很高的功率。

3）为了减少过度的功率需求，只对一小部分叶片表面有效。

4）当冰检测系统出现故障，或者存在延时的时候，除冰系统没有足够的功率移除已经形成的结冰。

3. 被动系统

被动系统采用黑色涂料或者特殊涂层，而后者还处于开发阶段。黑色涂料意味着叶片在阳光下容易被加热，与白色叶片相比，冰更加容易融化。然而在夏天，叶片表面的温度可能影响对高温较敏感的 GRP 材料的特性。不论夏天还是冬天，多风地区的黑色叶片似乎只能增加吸收少量的太阳能。

特殊的疏水、抗结冰涂层可以减少冰与叶片表面的剪切力。其优点是为整个叶片表面添加涂层的成本相对来说很低，不需要特殊的防雷设备，叶片容易维护且整个表面都能得到保护。新的涂层规则尚处于开发之中，且在下面的章节中会讨论到。

以上所述两个系统的缺点都是运行中的甩冰现象，以及不均衡的积冰导致不平衡载荷。

4. IPS 的能量效率

IPS 这样的辅助系统增加了 AEP 的能量消耗。在 IPS 运行时，捕获的能量是

$$E_{ice,ave} = \int_{T_{HEAT,ON}} PA\mathrm{d}t = \int_{T_{HEAT,ON}} \frac{1}{2}\rho V^3 ACp(V)\eta_m\eta_{el}\eta_{aux}\eta_{IPS}\mathrm{d}t \tag{14-4}$$

式中，$E_{ice,ave}$是结冰期间起动 IPS 后风力机捕获的平均风能，η_m 是机械效率，η_{el}是电气效率，η_{aux} 是辅助设备的效率，η_{IPS} 是 IPS 的效率并由式（14-5）定义。$T_{HEAT,ON}$是 IPS 运行的周期，该持续时间与结冰时间可能一致也可能不一致。这取决于所采用的防冰策略，以及 IPS 开关系统的有效性。IPS 的效率可以定义为

$$\eta_{IPS} = 1 - \frac{\dot{Q}_{IPS,ave}}{P_{ice,ave}} \tag{14-5}$$

式中，$\dot{Q}_{IPS,ave}$是 IPS 消耗功率的平均值，$P_{ice,ave}$是结冰期间产生的总电功率。

对于电加热系统来说，IPS 实际的平均加热功率取决于理想的平均加热功率（保持表面为规定的温度）与加热效率之比，并考虑到了线路与叶片背面的损失。综合考虑这些因素，以系统效率因数 ε 表示：

$$\dot{Q}_{IPS,ave} = \frac{\dot{Q}_{IPS}}{\varepsilon} \tag{14-6}$$

式中，$\dot{Q}_{IPS}$是防止表面结冰或去除积冰所需要的加热功率的理想值。

对于热空气系统，计算 IPS 的加热效率 $\varepsilon_{h.a.s}$时要考虑到表面温度和要求的最低温度的差别。效率也包括了系统中推动热空气流动所需的机械功率 $\overline{P}_m$，IPS 实际的平均加热功率可写为

$$\dot{Q}_{IPS,ave}=\frac{\dot{Q}_{IPS}}{\varepsilon_{h.a.s}}+\overline{P}_m \tag{14-7}$$

如表14-6所示，基于TREWICE的仿真计算了采用各种IPS策略时的效率，使用加热箔板时达到了最高效率，而对于热空气式IPS，相当一部分热量损失掉了，这是因为实际中无法使叶片表面保持最优热分布所需的理论最低表面温度。

表14-6　各种IPS平均效率系数ε总结

IPS策略	ε（平均）
加热箔板	0.9
热空气，闭环管道	0.6
热空气，开环管道	0.3

5. 评估防冰功率与能量需求

防冰系统的热功率需求所取决的变量可以分类为气象、风力机特性和运行、防冰系统特性。其函数关系可以写作：

$$\dot{Q}_{IPS,ave}=f\left[\underbrace{W,T,LWC,MVD}_{\text{气象}},\underbrace{Z,blade\ planform,WT control,\lambda_{mat}}_{\text{风力机}},\underbrace{T_{s,min},A_{heat},\varepsilon}_{\text{防冰系统}}\right] \tag{14-8}$$

式中，$T_{s,min}$是外表面允许的最小温度，A_{heat}是加热面积。

对于式（14-8）中任何一套导致实际结冰的参数，都可以用适当的模型计算出所需要的防冰热功率（Makkonen 等，2001a；Battisti，Fedrizzi，Rialti 和 Dal Savio，2005）。参考图14-23所描述的叶片离散结构以及表14-7中的参数，为了使叶片受保护区域不结冰所需要的热功率为

$$\dot{Q}_{IPS,ave}=\frac{Z}{\varepsilon}\sum_{j=1}^{N}\dot{q}_j^m L_j H_j \tag{14-9}$$

表14-7　式（14-9）~式（14-18）中出现的变量的含义

A	面　积	MVD	液滴平均体积
c_p	恒压比热	ρ	静态压力
C_w	液态水的比热	Q	热
H	潜热	$\dot{q}$	比热通量
h_c	对流换热系数	$\dot{Q}$	热功率
L	叶片长度	r	半径
LWC	空气含水量	R	壁的热阻
K	湿润部分	$\tilde{R}$	普适气体常数
$\dot{m}$	流量质量	T	温度
mm	分子量	Z	叶片数

（续）

w	相对速度	ev	蒸发
希腊字母		g	流入管
β	吸收效率	in	传入
ε	功率因数	imp	冲击
ρ	密度	int	内表面
上标和下标		ke	动力学
∞	无干扰	m	平均
$aero$	空气动力学	out	出
air	空气	ref	参考
ave	平均	$sens$	易感
$conv$	对流	s	表面
e	边界层的边缘	out	传出
ext	外表面	w	水

Z 是叶片数，且

$$\dot{q}_j^m = \frac{\sum_{k=M'}^{M''} \dot{q}_{ICE,k}}{\sum_{k=M'}^{M''} h_k} \tag{14-10}$$

式中，h_k 是第 k 块板的宽度（见图 14-23）。

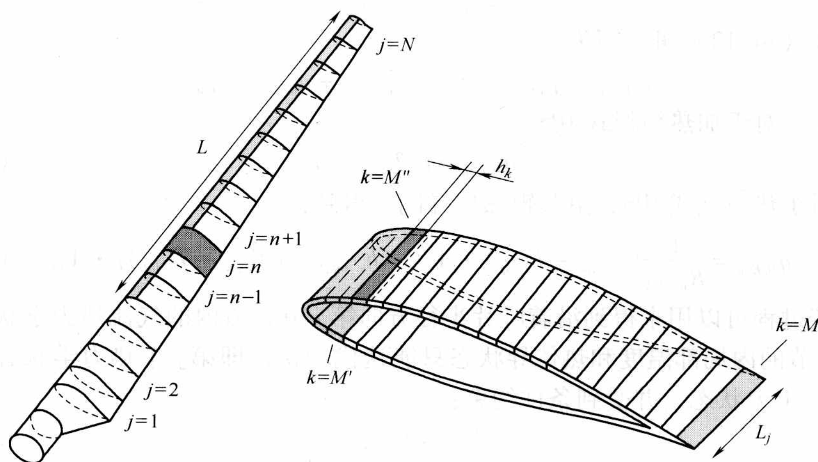


图 14-23　叶片离散示意图

防冰能量需求与加热面积是成比例关系的。加热部分不论是纵向还是弦线方向的长度设置都应该考虑到基于工程经验的安全系数（k_j）。加热的弦长（$S_{s.s}$表示叶片吸力面浸湿长度，$S_{p.s}$表示压力面浸湿长度）因而可以表示为

$$H_j = \underbrace{k_j}_{e.e.} \times \underbrace{(s_{s.s} + s_{p.s})_j}_{droplet\ traj.\ calc.} \tag{14-11}$$

翼展方向的长度也考虑了冰与根部连接的风险。

在式（14-10）中，$\dot{q}_{ICE,k}$是叶片第j节第k块板沿弦线方向的比热通量，其总和为N节弦线方向的热通量。$\dot{q}_{ICE,k}$可以通过计算每块板的质能平衡方程式得到：

$$\dot{m}_{w,in}c_w(T_{w,in} - T_{ref}) - \dot{m}_{w,out}c_w(T_{w,out} - T_{ref}) + \beta LWCw_{w,imp}\left[c_w(T_{w,imp} - T_{ref}) + \frac{w_{w,imp}^2}{2}\right] -$$

$$K\left[\frac{h_c}{\rho_{air}c_{p,air}L^{(2/3)}}\frac{mm_w}{\widetilde{R}}\left(\frac{e_{v,s}^{sat}}{T_{s,ext}} - \frac{r_h e_{v,\infty}^{sat} p_e}{T_e p_\infty}\right)\right]\Delta H_{ev}^{T=T_s} - h_c(T_{s,ext} - T_\infty) -$$

$$h_c\left(T_e + \frac{rw_e^2}{2c_{p,air}} - T_\infty\right) + \dot{q}_{ice} = 0 \tag{14-12}$$

以及附加方程式：

$$\dot{m}_{imp} + \dot{m}_{w,in} - \dot{m}_{w,out} - \dot{m}_{ev} = 0 \tag{14-13}$$

为了简单起见，可设置为一维热传导问题（该假设的精确度足够，后面将再次讨论）。消去式（14-12）中的前两项可以忽略的。能量平衡方程式中的各项可以重新表示为

$$\dot{q}_{conv} = h_c(T_s - T_\infty),\ \dot{q}_{ev} = \dot{m}_{ev}\Delta H_{ev},\ \dot{q}_{sens} = \dot{m}_{imp}c_w(T_s - T_\infty) \tag{14-14}$$

$$\dot{q}_{aero} = h_c\left(T_e + \frac{rw_e^2}{2c_{p,air}} - T_\infty\right),\ \dot{q}_{ke} = \dot{m}_{imp}\frac{w_{w,imp}^2}{2}$$

而式（14-12）可以写为

$$\dot{q}_{IEC,k} = \dot{q}_{conv,k} + \dot{q}_{ev,k} + \dot{q}_{sens,k} + \dot{q}_{aero,k} + \dot{q}_{ke,k} \tag{14-15}$$

现在，对于加热箔板式 IPS：

$$\dot{q}_{ICE,k} = f(T_{s,ext}, \varepsilon) \tag{14-16}$$

而对于热空气式 IPS，由共轭热传导问题得到：

$$\dot{q}_{ICE,k} = \frac{1}{R_{wall,k}}(T_{s,int} - T_{s,ext}) \cdot A_{m,k} = h_{c,int,k} \cdot (T_{g,\infty} - T_{s,int})_k \cdot A_{int,k} \tag{14-17}$$

多变过程可以用来得到沿着叶片半径方向第j节管道内的气流热力学状态。因此，第j节的内局部温度和热传导状态只能迭代求得，即第j个热力学状态状态有赖于第$j-1$个状态，并受到条件约束：

$$T_{s,ext} \geqslant T_{s,min} \tag{14-18}$$

由设计选型确定。

用$\dot{q}_j^m$决定$\dot{Q}_{IPS,ave}$相当复杂繁琐，因为需要计算每一项，并沿着表面积分。

图 14-24 比较了期望的防冰功率与风力机的额定功率，以及风力机大小的变化。

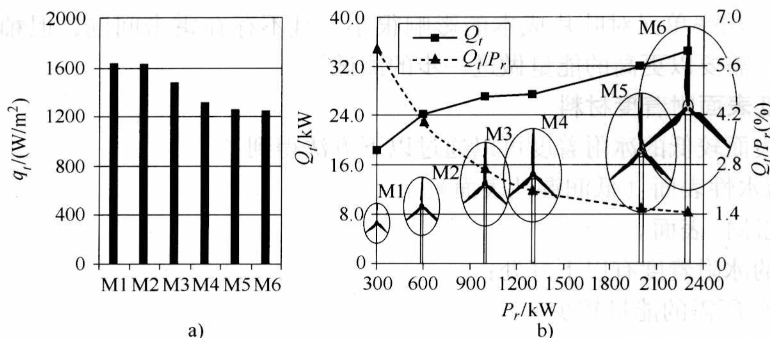


图 14-24 防冰功率总的期望值 q_t[kW/m^2]，风力机功率 Q_t[kW] 以及大小的比较

最后，总结如下：

1）当风力机的额定功率相同时，叶片越少，风轮防冰热功率占风力机额定功率的比例就越小。

2）对于相同叶片数目而额定功率不同的情况，风力机越大，总的防冰功率需求所占比例越小。

3）随着机器尺寸的增加，叶片长度的增长以及加热表面积的增大，所需要的防冰功率也越多。

14.7 防冰系统的紧急解决方案

14.7.1 机翼 LE 部的充气橡胶靴和可控制表面（气动除冰系统）

小型飞机常常使用机械除冰系统，包括安装于机翼 LE 处的所谓充气橡胶靴和可控制表面。该系统可以引起空气动力学扰动并增加噪声，并且需要分成短小的部分以防止空气受到离心力作用而引起自振。该系统最初由 Goodrich 开发。在正常无振动状态下，管道平放且与安装除冰器的翼型表面贴合。充气后（表面结冰厚度典型为 6 ~ 13mm），除冰器受压缩空气作用而振动。振动持续几秒钟以实现最优的冰脱落并防止振动区域进一步结冰。

冰被振碎后，与表面的粘着被破坏并受到离心力和气动力的作用而移动。随着气压减少，除冰器接下来可以停止振动。翼型的低气压面接近真空，因为其表面没有升力作用。这类 IPS 的高复杂度增加了额外的不可用性风险，表面粗糙度的影响以及空气动力学性能和产生的噪声都还不完全清楚。另外磨损和维修问题可能会严重制约系统的实际使用。其特别的优势在于低能量消耗。

14.7.2 微波

LM Glasfibers 研究了应用微波的方法（Mansson，2004）。为 LM19.1 叶片建立了测试台。使用了一台 6kW，2.54GHz 的微波发生器，测试中施加的能量密度为

$10mW/m^2$。功率单元对叶片成本的影响很小，且不存在雷击问题，但釉冰吸收的能量有限，需要以更高的能量做进一步的测试。

14.7.3 低表面附着度材料

叶片表面较低的冰附着度可以通过以下方法得到：

1）疏水性表面（低润湿性表面）。

2）抗冰性表面。

较低的冰附着度有以下好处：

1）IPS 所需的能量较少。

2）对冰的去除较彻底。

航空领域早期有关静态冰附着度的研究得到了以下的结论：

1）附着剪切力随着表面温度降低而线性增加。

2）有机硅可以减少冰的附着，但若作为涂层使用，则随着冰的脱落而剥离，因此不能永久使用。

3）较低的冰附着度与抗水性之间没有很强的联系。并不清楚疏水性的表面是否也具有抗冰能力。疏水性并不一定意味着抗冰性。

4）材料的抗冰性会随着时间而变化，并反复去除。

给定的涂层在不同情况下，如雾凇或者釉冰（或干或湿的冰生成），会表现出不同的特性，因为疏水性也会起作用。

在雾凇积累的过程中，水结合成圆珠状。空气动力学作用力和混沌作用力（表面的非共性引起）会重新塑造水珠，并使凝结过程不断变化。在这些区域，冰的形状会发生改变，而在釉冰区域，一旦形成了一层冰，表面就被完全覆盖，冰只会继续在冰的表面形成。

抗冰性涂层可以减少或减弱对传统防冰系统的需求。然而，许多现有的抗冰涂层是基于热塑性或热固性树脂，可能含有固态或液态的填充材料。根据抗冰涂层的组成，固态或液态的填料附着在材料的表面。流线型的表面以及脆弱的边界层使得冰的附着力不高于 300kPa。但是，不受保护的热塑性或热固性材料通常易受侵蚀。这是所不希望的，因为最需要防冰保护的发动机和飞机部件被安装在具有严重侵蚀性的环境中。

因此，正在开发的抗冰性涂层将比现有的具有更好的抗侵蚀性，且冰剪切力在 20kPa 到大约 50kPa 的范围内。

让我们根据表 14-8 列出的数据考虑典型的风力机特性。叶尖部冰的离心力和表面附着强度是

$$F_c = \omega^2 \cdot r \cdot m_{ice}$$

$$m_{ice} = \rho_{ice} \cdot A \cdot t_{ice} \tag{14-19}$$

$$\left.\frac{F_c}{A}\right|_{tip} = \rho_{ice} \cdot t_{ice} \cdot r \cdot \omega^2 \approx 18\text{kPa}$$

表 14-8 一台 MW 级风力机用于计算甩冰所需表面附着力的典型数据

额定功率	$P_r = 1\text{MW}$
额定速度	$\omega_r = 2\text{rad/s}$
叶尖部冰盖厚度	$T_{tip} = 0.2\text{m}$
冰密度	$\rho_{ice} = 700\text{kg/m}^3$

对于自动脱落的冰，附着强度应当小于 18kPa。

在表 14-9 中，对一些商业化产品进行了静态冰剪切力测试，得到冰附着值，数据综合自 Kimura 等（2004）和 US2007/0254170（2007）。测试在 0℃ 和 -10℃ 下进行。注意到附着强度随着温度的降低而增加。

表 14-9 一些商业产品的冰附着值

涂 层	剪切强度/kPa		
	平均	范围	STD
PUR	411	328 ~ 541	88
SWR-1	372	304 ~ 508	82
SWR-2	485	308 ~ 576	108
WR	198	177 ~ 216	18
Al	461	314 ~ 550	94
Teflon	40 ~ 238	—	—
Epoxy paint (generic)	400	—	—
Polyurethane resin (urethane)	411	—	—
Acrylic silicone resin (generic)	198	—	—
PVC	90	—	—
Microphase Phasebreak B2	117	—	—
Microphase ESL	295	—	—
Twenty-first Century 51PC951	637	—	—
S&A of Fernandia RIP-4004	374	—	—
Kiss Cote ® MegaGuard ® LiquidCote	898	—	—
NuSil ® R-2180	37	—	—

数据综合自 Kimura 等，2004 和 US2007/0254170，2007。

对于现有材料，离心力通常不足以使冰从表面脱落，即使叶尖部也是如此。不过，一些特别的材料似乎很有发展前景。

时间性能（持久性）很大程度上决定于原始表面粘结的退化（即取决于现场条件），因而如果表面附着度很低，那么不论对于重复性结冰清除或以叶片速度侵蚀的雨水来说，都能有较好的持久性。于是可以得到以下结论：

1）目前，风力机叶片仅依靠涂层来防冰的方法尚处于孵化阶段。

2）如果叶片使用合适的涂层，则能够降低冰的表面附着度。

3）应当考虑综合使用涂层和防冰或除冰设备，因为附着度的降低可以帮助提高防冰系统的性能。

14.7.4 间歇性（周期性）热空气加热

使用加热型防冰系统的风力机的能量损耗非常大，一些情况下甚至是令人望而却步的。更加先进的除冰方法将是周期性除冰（Battisti 等，2006；Battisti 和 Fedrizzi，2007）。可以允许表面存在一些积冰，但接着在很短的时间内周期性地去除掉，即密集型的加热法。

通过加热，在叶片表面和冰之间会形成一层水膜，并使得气动力可以移除积冰。由于加热是间歇性的，热量被陆续传送到相对较小的表面区域，而加热源保持较恒定的功率。与持续性加热相比，周期性除冰的总输入热量因而可以极大地降低。如果使用周期性除冰系统可以减少持续性热空气加热方法所需的大量热能，将能够减少风力机性能损失。

虽然两种情况下所需的平均热功率水平相当，但除冰方法的加热时间（$t_{Heat\ ON}$）比防冰系统的（$t_{Heat\ ON}+t_{Heat\ OFF}$）要少很多。航空领域的除冰系统使用率高达 10（Yasilik 等，1992；Gray 等，1952），与之相反风力机领域的典型值为 0.5∶1.5。这是由叶片壁材料不同的导热性能决定的。其影响效果与傅里叶数有关，反映了热传导和物体的热惯量之比。傅里叶数大的物体，即具有较高的传导率 λ_{mat} 和较小的热惯量 ρc_{th}（例如由铝合金制造的机翼）。允许大量的热轻易地散发到空间中。另一方面，较大的热通量无法快速通过较厚的复合材料壁板（低傅里叶数），导致“热表面”（内表面）区域温度升高，而“冷表面”（外表面）在短时间内却没有显著的热量散发。因此，后一种情况下，应当降低热功率密度而延长加热时间。这一策略已通过数值仿真（Battisti 和 Fedrizzi，2007）确认了其有效性。图 14-25 显示了冷空气温度为 -3℃时，占空比随暖空气温度和 *LWC* 的变化情况。随着热空气温度升高，占空比降低，这是因为融化冰所需要的时间减少了。图中显示了随温度变化而渐进变化的趋势。图 14-25 同样显示出，在除冰过程中，暖空气温度超过 140℃时，内表面最高温度超过 100℃。这样的温度可以影响叶片结构的完整性，因而设置为最高工作温度。除冰操作中暖空气最低温度要求为 70～80℃；温度再低，占空比将迅速逼近 1。图 14-26 比较了环境温度为 -3℃时，除冰系统和防冰系统的能量消耗比。能量消耗比可由下式得到：

$$E_{\tau}=\frac{\dot{q}_{ave,de-icing}\cdot T_{heat-on}}{\dot{q}_{anti-icing}\cdot(T_{heat-on}+T_{heat-off})}=\frac{\dot{q}_{ave,de-icing}}{\dot{q}_{anti-icing}}\cdot\tau=\dot{q}_{anti-icing}\cdot\xi\cdot\tau \quad (14\text{-}20)$$

式中，放大系数 ξ 代表了除冰所需外加能量的部分，而 τ 是式（14-3）得到的占空比。图中显示采用除冰系统代替防冰系统时，该比例在所有情况下都小于 40%。3 条曲线都在 120℃时取得最小值，意味着在该工作点取得了加热功率与除冰时间的

最优值。因此，如果安装的加热系统功率匹配且叶片能在该温度下安全工作，则这是最佳工作点。

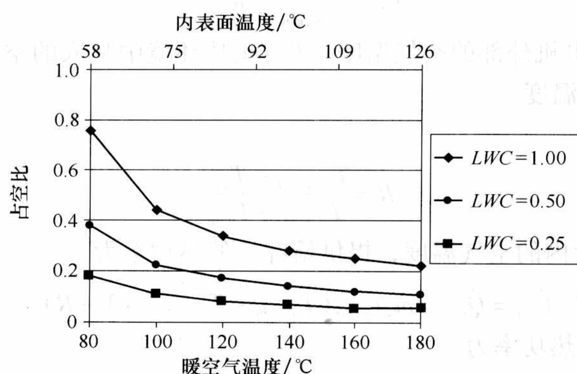


图 14-25　占空比与暖空气温度的关系（$T_{a,\infty}=-3℃$）

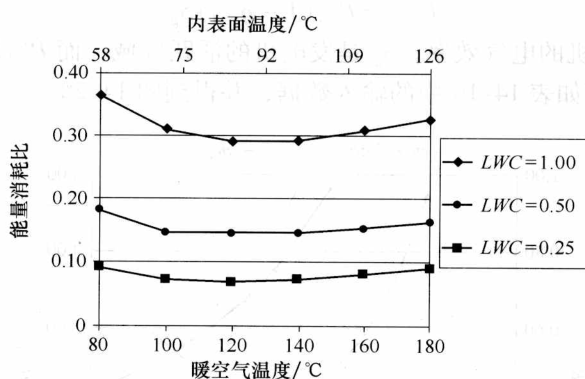


图 14-26　能量消耗比与暖空气温度的关系（$T_{a,\infty}=-3℃$）

14.7.5　防冰系统的可再生性

可再生性与是否能够使用在线热源为防冰/除冰系统提供能量有关。可以将一些耗散的能量收集起来使用，例如发电机和变流器。在图 14-27 中，给出了概念图。

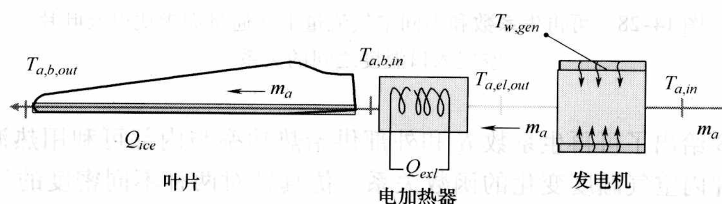


图 14-27　可再生利用的防冰系统概念图

参考图 14-27，如果把发电机作为热交换器，则整体热效率为

$$\varepsilon_g = \frac{T_{a,el,out} - T_{a,in}}{T_{w,gen} - T_{a,in}} \tag{14-21}$$

式中，$T_{a,el,out}$是发电机外部的空气温度，$T_{a,in}$是从环境中吸入的空气温度，而 $T_{w,gen}$是发电机壁的工作温度。

可再生系数为

$$R = \frac{T_{g,el,out} - T_{a,in}}{T_{a,b,in} - T_{a,in}} \tag{14-22}$$

式中，$T_{a,b,in}$是叶片内的空气温度，提供给叶片的热功率为

$$\dot{Q}_{ext} = \dot{Q}_{IPS} = \dot{m}_a c_{p,air}(T_{a,b,in} - T_{a,in}) \cdot (1 - R) \tag{14-23}$$

发电机释放的热功率为

$$P_{g,el}(1 - \eta_{g,el}) = \dot{m}_a c_{p,air}(T_{a,b,in} - T_{a,in}) \tag{14-24}$$

可用的电功率为

$$P_{el,av} = P'_{el}(1 - \eta_{g,el}) S_g \tag{14-25}$$

式中，$\eta_{g,el}$是发电机的电气效率，S_g 是发电机的活跃区域，而 P'_{el}是发电功率。

我们现在考虑如表 14-10 中的输入数据，并得到图 14-28。

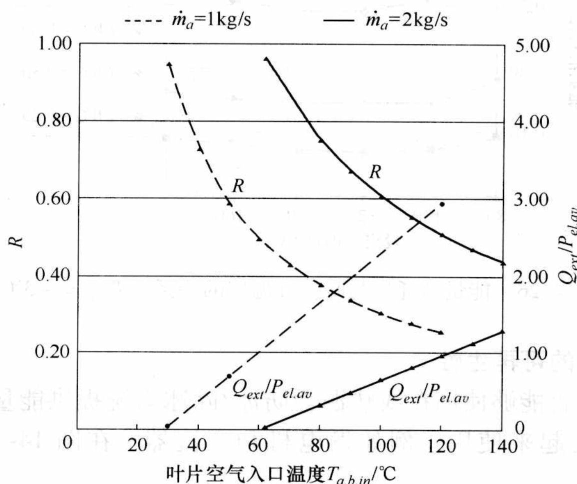


图 14-28　可再生系数和不同空气流量下热通量需求比以及叶片空气入口温度之间的关系

图 14-28 给出了可再生系数 R 和外部供给热功率与内部可利用热源之比 $\dot{Q}_{ext}/P_{el,av}$的随叶片内空气温度变化的函数关系。仿真针对两种不同密度的气流：1kg/s 和 2kg/s。该图清楚地显示了空气吸入量为 1kg/s 时，可再生系数在相对较低叶片根部温度下接近 100%。外部功率随温度下降而降低，甚至可以低于可利用功率，

因此除冰功率仅靠内部热源就可满足。随着进气量的增加，优势减少，因为发电机的加热效率降低了。

表 14-10　用于评估可再生系统热通量需求比的数据

$T_{w,gen}$	发电机工作温度	100℃
$T_{a,in}$	环境温度，吸收	-3℃
P_{el}	发电机比功率	125kW/m²
$\eta_{g,el}$	发电机效率	0.95

不使用间歇性电加热器，而用连续性加热源（发电机）的间歇性加热释放方法具有很好的可用性。

防冰系统所需的功率也可以通过其他辅助性加热系统产生（例如塔架中的变流器）。

发电机可以使用独立的冷却系统，因而可以同时优化冷却和防冰过程。

RIME-Tech 可再生融冰技术

RIME-Tech（US2005/0242233，2005）是一项基于现有薄膜加热概念的技术，可用于防冰和除冰过程。该技术基本原理是产生一个部分或完全包围叶片外表面的空间连续空气薄膜。薄膜是由叶片上安置的孔槽喷气产生，如图 14-29 所示。

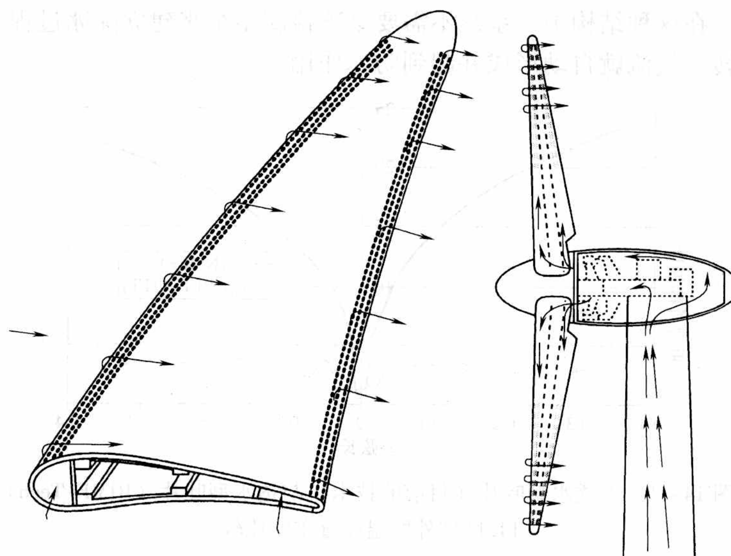


图 14-29　空气加热示意图和 RIME-Tech IPS 一般概念

首先空气被送到机舱后部的发电机、塔架底部的变压器或变流器等电气设备加热。然后暖空气经过每个叶片的根部送达配备了小孔的叶片。喷气过程可以通过调节占空比而设置成连续性的或者周期性的。初步的计算表明叶片所需的抗冰热通量减少了 50% ~70%，因此，防冰过程只需要暖空气，可再生加热方案在此显示出

了充分的优越性。

图 14-30 显示了热传递机理。薄膜加热综合了两个热交换效应：表面与壁孔内的对流，以及外表面“薄膜”上的交换，冷热空气在此混合。取决于流体的流动特性，混合提高了对流的热交换系数和外表面空气温度。而其净效应是降低了表面的热通量。图 14-31 显示了这种效应，其中比较了 LE 区域不透水型叶片（目前的技术）与透水型叶片（RIME-Tech）的外壁温度。仿真采用 TREWICE（Battisti，Fedrizzi，Rialti 和 Dal Savio，2005）。与传统的空气加热方法相比，薄膜加热可使叶片表面温度分布变化非常平滑。喷射的空气温度大约是 10℃。空气喷射降低了叶片翼型的捕获效率，因而降低了水滴对表面的冲击。从经济性的观点出发，其运行费用几乎为零，因为可以用可再生方案加热空气。按成熟经验布局的内部气道，可以利用离心力形成自然送气气流，或者只需少量的泵升能量需求。在这种结构中，系统不需要结冰检测系统来建立除冰过程，因为随着风力机的旋转，气流就自动形成并起到防冰作用。

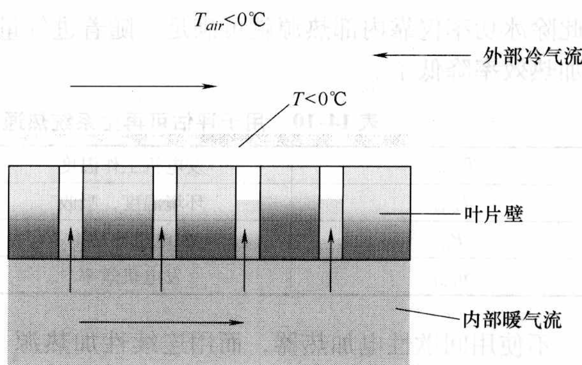


图 14-30　薄膜加热的热传导机制

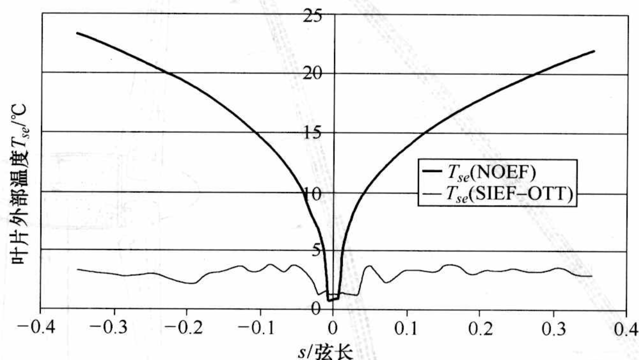


图 14-31　不透水型叶片（目前的技术）与透水型叶片（RIME-Tech）LE 区域外壁温度分布的比较

14.8　甩冰与结冰风险

在寒冷地区建造和运行风能设施将产生或增加健康与安全隐患，因为存在甩冰以及冰对风力机机械结构的损害，有文献中详细报道了这类事件（Frank 和 Seifert，

1997；Morgan 等，1998；Seifert 等，2004）。

甩冰危害区域内的人、动物或者设备，理论上存在被脱落的冰碎片击中的风险，从而引发损坏、受伤或者人畜死亡。

不同质量与形状的冰块突然分离可能发生在塔架、机舱或者静止、空转及运行的叶片表面。风力机运行时，加速的冰可能定期地因为加热和机械动作而移动。万有引力、空气动力和离心力使分离的冰弹出。风力机周围覆盖的落冰区域取决于许多因素，例如甩冰的大小和质量。图 14-32 显示了在瑞士 Gütsch 山区测试场最新收集到的风力机周围的冰块分布（Cattinis，2008）。

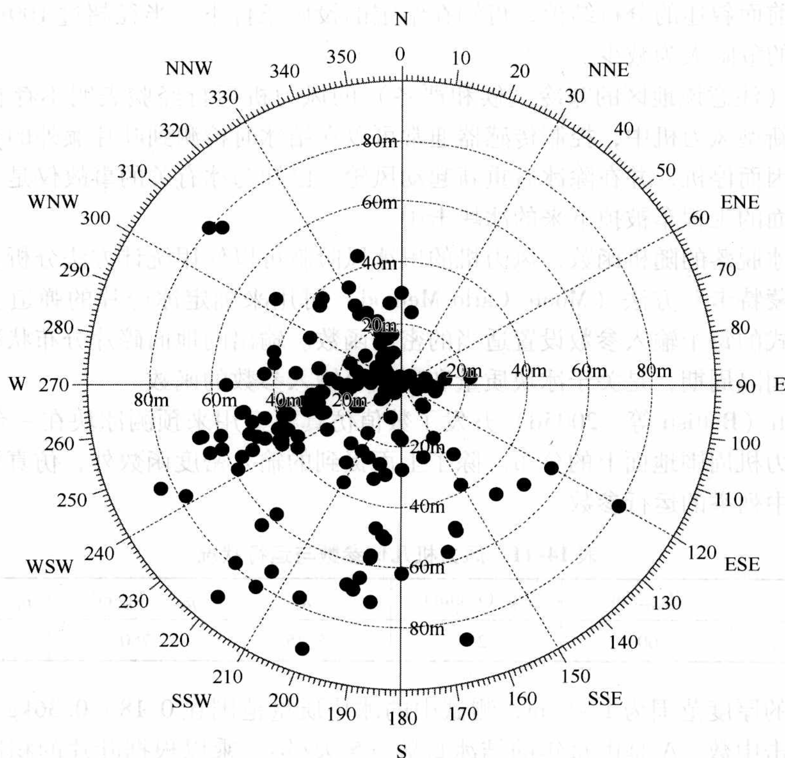


图 14-32　瑞士 Gütsch 山区测试风电场收集到的冰碎片分布

这台风力机是 Enercon E-40 机型，配备了热空气 IPS，在其周围半径 92m 的地面范围内总共收集了超过 200 块碎片，单块最重达 8kg。由此可见，叶片加热造成的甩冰具有很大的危险，且由于该地区是滑雪度假区，需要采用特别的预防措施来防止事故发生（冬季步行线路设计得较远，且放置了警示牌）。

通常，甩冰弹道取决于脱落时的载荷和应力状态，以及分离前结冰的类型与程度。关于该潜在危险问题的大量文献调研表明尚未建立有效的分析模型，这可能是因为分析的复杂度造成的，同时也缺乏甩冰事故的文献报道。在一定情况下，风力

机塔架和叶片上可以形成各种类型的结冰，但并不一定导致甩冰事故，比如说结冰的静止叶片。有关甩冰及其相关风险的研究是 WECO 工程的三个工作领域之一（Tammelin 等，2000）。其工作的一部分就是使用风力机变量与塔架参数、转速、重力、碎片尺寸和空气动力学升力、阻力来建立分析模型，以确定风力机附近可能存在的甩冰危害概率。其风险表示为每年每平方米的甩冰击中次数。通过观察、测量风力机附近收集到的冰碎片，以及实验测试研究了翼型和碎片上的气动力。重大的发现有：①冰碎片的质量范围为 0.1 ~ 1.0kg；②半径 100m 之外没有发现甩冰（Morgan 等，1998；Tammelin 和 Seifert，2001）。

综合前面叙述的分析结论，可知在给定的设施条件下，半径超过 100m 的地区被冰击中的危险大为减少。

北美（注意该地区的寒冷气候和严冬）的风力机运行经验表明不存在甩冰的问题。在新型风力机中，控制传感器通常可以在结冰时检测到叶片额外的重量和转速变慢，因而停机，并在除冰后重新起动风轮。已知与冰有关的事故仅是一辆停在风力机下面的工程车被掉下来的冰块击中。

给定冰脱落的随机函数，风力机的甩冰风险就可以使用统计方法分析，例如弹道模型的蒙特卡罗方法（Monte Carlo Method）可用来确定冰碎片的弹道。可以为弹道方程式的每个输入参数设置适当的密度函数。输出的地面碎片分布状况包括击中概率与间隔周期，是关于冰块质量和形状等输入参数的函数。

Battisti（Battisti 等，2005d）开发了数值仿真模型用来预测冰块在一台 MW 级三叶片风力机周围地面上的分布。除了上面提到的输入密度函数外，仿真还使用了表 14-11 中列举的运行参数。

表 14-11　风力机几何参数与运行状况

R_b/m	H_{tower}/m	ω_R/(r/min)	λ	ρ_{ice}/(kg/m^3)	ρ_{air}/(kg/m^3)
25	60	25	5.45	750	1.3

冰块的厚度范围为 1 ~ 9cm，测试中的冰块质量范围在 0.18 ~ 0.36kg。最后得出了年冰击中数。N 是由每年的结冰日数（5 天/年）乘以根据叶片的积冰模型计算出的每天平均结冰量（75kg/天），再除以冰块的质量（0.18 ~ 0.36kg）而得：

$$N = \frac{n_{idy} \cdot m_{id,avg}}{m_{avg}} \tag{14-26}$$

根据这个值，每年每平方米的击中概率 P_y 就可以通过地面的碎片分布计算得到。集中概率同样采用间隔周期表示：

$$T = (P_y \cdot S_{cov})^{-1} \tag{14-27}$$

式中，S_{cov} 表示计算风险时，物体所占的地面面积。例如，本研究中，认为一个人所占的面积为 1m^2。

停机状态时，计算冰块在地面的分布可以作为参考。实际上，现在典型的控制

策略都能在叶片结冰时停机。仿真中采用的冰块重量为 0.36kg，厚度为 5cm。

图 14-33 和图 14-34 给出了 10^4 次甩冰事件计算结果。图 14-33 显示大多数冰块顺着风力机的方向掉落在叶片下方。图中用黑点标明了风力机塔架的位置。落在机舱上的冰块会损坏风速计。

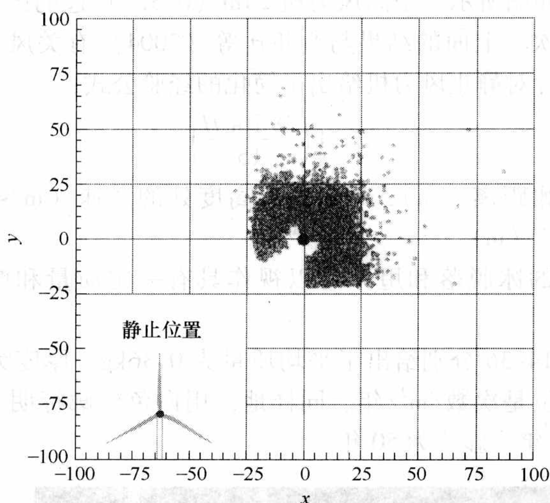


图 14-33 静止情况下地面的落冰分布，冰块平均质量为 0.36kg，厚度为 5cm

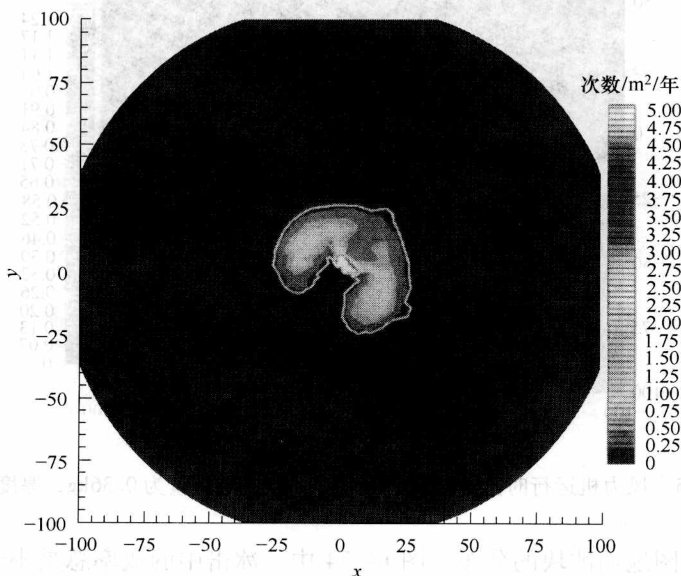


图 14-34 静止情况下落冰的击中概率，冰块平均质量为 0.36kg，厚度为 5cm

由于风的作用，少量冰块落在了风轮偏航时扫过的地面区域之外。图 14-34 以 P_y 的形式给出了相同的结果。

除了非常接近风力机的区域外，击中概率总是低于 2 次/m²/年。白色轮廓给出了间隔时间为 10 年的区域，即意味着位于该地区的人或物体 10 年内被击中的平均次数为一次。正如图所示，距离风力机 25m（$0.5D_r$）远的区域内，十年内落冰事件的概率小于一次。上面的结果与 Seifert 等（2004）有关风力机安全距离的实验数据一致。他们针对静止风力机给出了简化的经验公式：

$$d = V\left(\frac{D/2 + H}{15}\right) \tag{14-28}$$

式中，d 是最大落冰距离（m），V 是轮毂高度处的风速（m/s），H 是轮毂高度（m），D 是风轮直径（m）。

风力机运行时的冰脱落和甩冰可以视作具有一定质量和厚度的冰块的突然移动。

图 14-35 和图 14-36 分别给出了平均质量为 0.36kg，厚度为 1cm 和 5cm 的冰块的击中概率，单位是次数/m²/年。同样地，用白色轮廓标明了两次落冰的间隔区间：实线内为 10 年，虚线为 50 年。

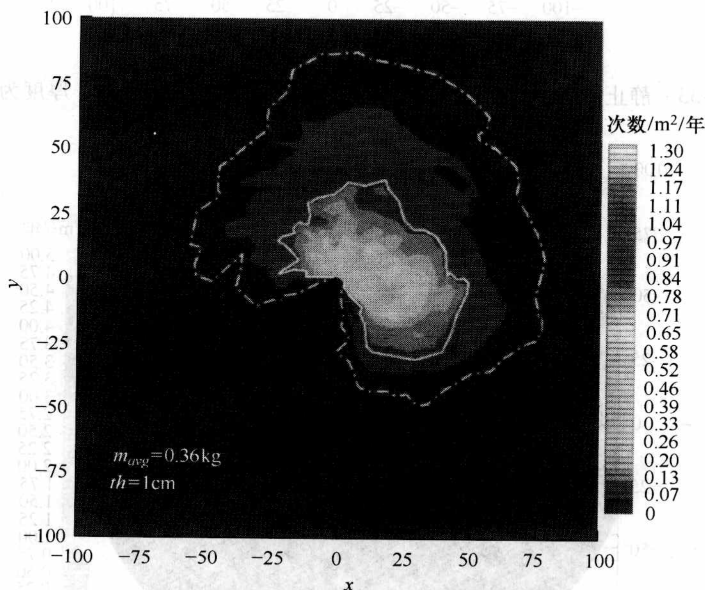


图 14-35　风力机运行时落冰的击中概率，冰块平均质量为 0.36kg，厚度为 1cm

比较两幅图地面冰块的分布。图 14-34 中，冰击中的概率总是小于 0.6 次/m²/年，而图 14-35 中在非常靠近风力机的区域内，冰击中的概率大于 1.3 次/m²/年。两个仿真中都考察了 10^4 次冰脱落事故，前一个仿真中的落冰区域更加分散。这是

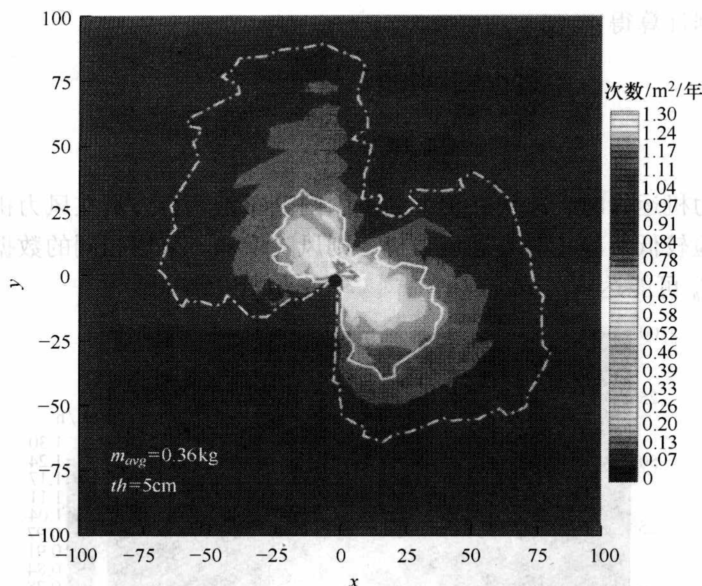


图 14-36　风力机运行时落冰的击中概率，冰块平均质量为 0.36kg，厚度为 5cm

由于相比于大块的冰，风对小块冰的移动作用更加显著。两个仿真中，间隔期为10 年的范围比图 14-34（风轮静止）中的大，因为具有初始速度以及风对小块冰的推动作用。10 年间隔期的轮廓最大范围为 30 ~ 40m（0.6 ~ 0.8D_r），而 50 年间隔期的轮廓最大范围为 80 ~ 90m（1.6 ~ 1.8D_r）。比较间隔期的轮廓可知 1cm 厚的冰块分布范围稍大于 5cm 厚的冰块。然而，更重大的差别在分布区域的形状：1cm 冰块（见图 14-35）的分布随着当时风的方向延伸。5cm 冰块（见图 14-36）沿着它们离开叶片时的初始方向分布，在后一个例子中实际得到了两个叶片形的分布。

每个计算例子中的最大投射距离都与 Seifert 等（2004）提出的方法所计算的结果进行了对比，后者采用了简化的经验公式来表征“风险圆”，而不需要详细的计算：

$$d = (D + H) \times 1.5 \tag{14-29}$$

式中参数与式（14-28）相同。

对于图 14-35 和图 14-36 中的情况，计算出的最大距离约为 200m。与经验式（14-29）的计算结果进行比较，后者是 165m。对于所考虑的风况、场址和冰块特性，数值模型的结果更加保守。

更加重要的安全问题摆在维护人员面前，他们需要接近风力机。通过假设干预的情况，可以对风险进行评估。式（14-30）可以计算击中的概率，即风力机运行时，工人沿下风向径直走近时，每小时的击中次数，如图 14-37 所示。

$$P_h = \frac{L_{path} \cdot W_{path} \cdot \overline{P}_{y,path}}{24 \cdot n_{idy}} \tag{14-30}$$

代入数据计算得：

$$P_h = \frac{75\text{m} \times 1\text{m} \times 0.2 \dfrac{\text{次}}{\text{m}^2 \cdot \text{年}}}{24 \times 5 \dfrac{\text{天}}{\text{年}}} = 0.13\ \text{次/h} \tag{14-31}$$

由于风力机运行时，冰块在更大的范围内分布，运行人员在风力机周围遭遇冰块袭击的风险较低。静止时靠近风力机，则风险增加。采用相同的数据，静止时接近风力机，P_h 可能达到 1.25 次/h。

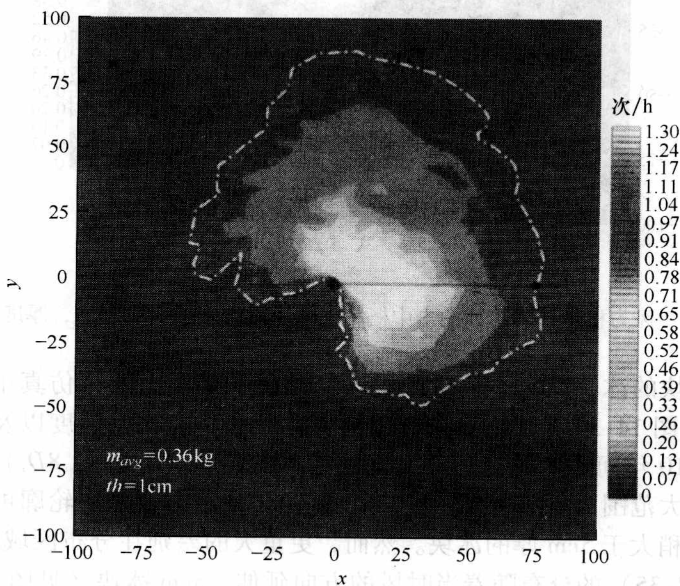


图 14-37　工人从下风向走近风力机时遭遇冰击的概率，路径长 75m
（除冰操作，P_h = 0.13 次/h）

总结如下：

1）风力机在结冰情况下运行时，其周围一定距离处被甩冰击中的概率比停机时的大。这是由于冰块分离时的初始速度较大，且除冰时风对小而轻的冰块作用明显。然而，即使最坏的情况下，间隔期为 50 年的轮廓线所包括的区域也在通常的安全范围内。同样地，风电场中风力机之间的最小距离也不受影响。

2）冰块厚度对等间隔期轮廓线具有次要的影响，但现场平均风速较大情况下（风的搬运效果占主要），小冰块会掉落在更大的范围内。

3）除冰操作使冰块的厚度更小，且脱落得更加频繁。如果只考虑风轮的气动力和载荷，则希望冰块更早地以小块的形式脱落。然而，如果要节约除冰操作消耗的能量以及减少人员、设备的风险，则希望冰块脱落的次数较少，此时其厚度较大。

4）间隔期可以用来确定普通公众的安全距离，但对于需要靠近风力机的运行人员来说危险仍然存在。距风力机越近，被击中的概率越大。对于所考虑的环境条件，仿真表明人在风力机下朝着塔架走时（结冰天气），每 10h 被击中的可能次数为 1 ~ 10 次。需要确定维护任务的次数和持续时间，以评估运行人员遭遇的风险。同时还需要在这一地区进行更详细的调查研究。

5）结冰期间，最新的风资源评估有助于确定最佳的维护窗口，以使维护人员最安全地接近风力机（开车或者走近风力机）。

6）冰块落地时的冲击速度也是风险评估的一个关键因素：较轻冰块的动能较小，尽管它们飞得更远，但也意味着撞击人或物体的冲击可以忽略。未来的结冰风险评估中应该包括这一项的分析。

14.9　寒冷气候下的能量损失和经济风险

在寒冷的风电场，由于叶片积冰和极低温度下的停机造成了可产生的能量减少，这应当纳入到经济可行性研究中。如果我们仅考虑冰积累的阶段（通常温度不会降到停机线以下），可以得到 AEP 的表达式：

$$AEP = P_{clean\ blade} \cdot (8760 - t_{icedblade}) + \sum_{i=1}^{n} P_{icedblade,i} \cdot t_{icedblade,i} \tag{14-32}$$

式中，$P_{clean\ blade}$是风力机翼型未受污染时输出的平均功率，而 $P_{iced\ blade,i}$是第 i 次结冰时的平均输出功率。

如前所说的，防冰系统的收支平衡耗费与许多参数有关，包括：

1）防冰设备的类型和运行效率。

2）现场具体参数：结冰的概率和时间，风资源，空气温度和结冰条件下采用的运行策略。

3）风力机具体参数：结冰对风力机功率曲线和产能的影响。

接下来用简单的方法评估收支平衡状态。

由于防冰系统的成本（安装、运行和维护）少于因结冰而造成的能量损失成本，IPS 可以改进工程的经济性。后者表明 IPS 的收益就是积冰期间所获得的额外 AEP。在临界点，最小的收益抵消了所有的支出，达到如下状态：

$$\text{年度 IPS 费用} = \text{年度 IPS 收益} \tag{14-33}$$

这种情况下，即有

$$\frac{I_{IPS}}{a} + O\&M_{IPS} = c \cdot AEP_{loss} \tag{14-34}$$

式中，I_{IPS}是除冰/防冰设备的成本，a 是年利率，而 c 是电能售价。I_{IPS}/a 因此表示 IPS 资本年支付额。O&M 成本包括一年内的维护（M_{IPS}）和电能消耗（E_{IPS}）成本，即

$$O\&M_{IPS} = c' \cdot E_{IPS} + M_{IPS} \tag{14-35}$$

式中，c'是能量成本（为了具有一般性，假设与 c 不一样）。

IPS 的耗电量取决于结冰持续时间、天气状况（特别是空气温度和风速分布）、风力机参数（叶尖速、叶片加热面积和叶片数）以及防冰/除冰设备类型。O&M 可以写作：

$$O\&M_{IPS} = c' \cdot \sum_{i=1}^{n} \dot{Q}_{IPS,ext,i} \cdot t_{icedblade,i} + M_{IPS} = c' \frac{\sum_{i=1}^{n} \dot{Q}_{IPS,i} \cdot t_{icedblade,i}}{\varepsilon_{IPS}} + M_{IPS} \tag{14-36}$$

式中，$\dot{Q}_{IPS,i}$是第 i 次结冰时，保持叶片外表面温度高于0℃（如2℃）所需要的功率，采用前文提到的方法计算得到。$\dot{Q}_{IPS,ext,i}$是 IPS 的装机功率，而 ε_{IPS}是整体效率。假设 IPS 由风力机（而不是电网）直接供电，后者用 $c=c'$代替，收支平衡条件可得：

$$\frac{I_{IPS}}{a} + c\frac{\sum_{i=1}^{n} \dot{Q}_{IPS,i} \cdot t_{icedblade,i}}{\varepsilon_{IPS}} + M_{IPS} = c \cdot AEP_{loss} \tag{14-37}$$

式（14-36）可用于预设计的收支平衡仿真。

让我们考察运行一台 1300kW 的三叶片风力机，该风力机安装在海拔 1900m 的山区。检测到结冰时，风力机安装的 IPS 可以把叶片加热到 2℃。每个叶片只有靠外的一半加热。表 14-12 描述了该 IPS 特性和成本。改进的叶片由特殊的可以改善 IPS 性能的材料制作（如高传热性材料）。获得天气条件的方法参考 Battisti，Brighenti 等（2005）。

表 14-12　用于图 14-38～图 14-40 收支平衡仿真的现场天气条件和 IPS 数据

结冰期间天气条件	
平均温度	
温度高斯参数	
风规模威布尔参数	
平均空气液态水含量	
空气液态水含量威布尔参数	
IPS 参数	
电加热 IPS	效率 = 0.9 成本 = 风力机成本的 13%
热空气 IPS	效率 = 0.3（标准叶片） = 0.6（改进叶片） 成本 = 风力机成本的 2%（标准叶片） = 风力机成本的 7%（改进叶片）

图 14-38 显示了使用 IPS 达到最优经济性的最少结冰天数关于风资源的函数关系（表示为 50m 轮毂高处的平均风速），以及使用 IPS 后，结冰期间的 AEP。此处

结冰后的能量特别表示为未结冰时 AEP 的百分比，但可以用前面章节中的方法计算得到。电除冰系统比热空气系统需要更高的投资，而效率（假设为 0.9）也更高，使得年运行成本（即包括了电能成本）在可接受范围内。图 14-38、图 14-39 和图 14-40 所描述的收支平衡分析表明结冰的临界持续时间有赖于风资源和 IPS 投资成本。轻度结冰状况时，IPS 通常不适合于低风速场址。在更恶劣的环境中，存在更严重的 AEP 损失，与电加热系统相比，热空气 IPS 在较少结冰天数时取得收支平衡。热空气系统越简单（单通道，参见图 14-22），这种收益越明显，但这种系统在低风速或中等风速时变得不划算，因为 IPS 的传热效率低、能量消耗过大（Brighenti，2006）。

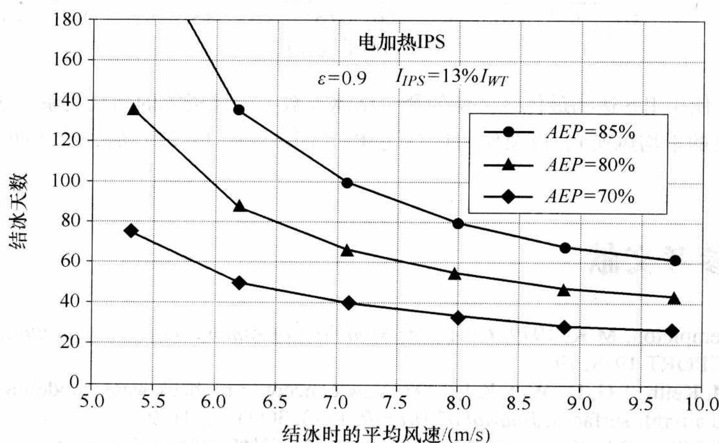


图 14-38 使用 IPS 达到最优经济性的最少结冰天数关于风资源的函数关系（表示为 50m 轮毂高处的平均风速），以及使用电加热 IPS 后，结冰期间的 AEP

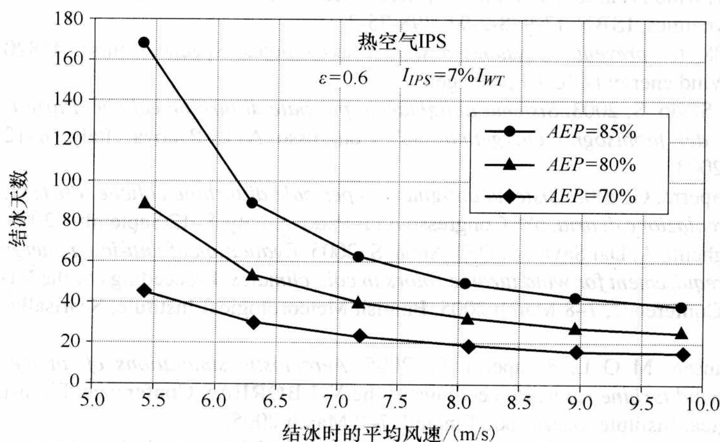


图 14-39 使用 IPS 达到最优经济性的最少结冰天数关于风资源的函数关系（表示为 50m 轮毂高处的平均风速），以及使用热空气 IPS（闭环，图 14-22）后，结冰期间的 AEP

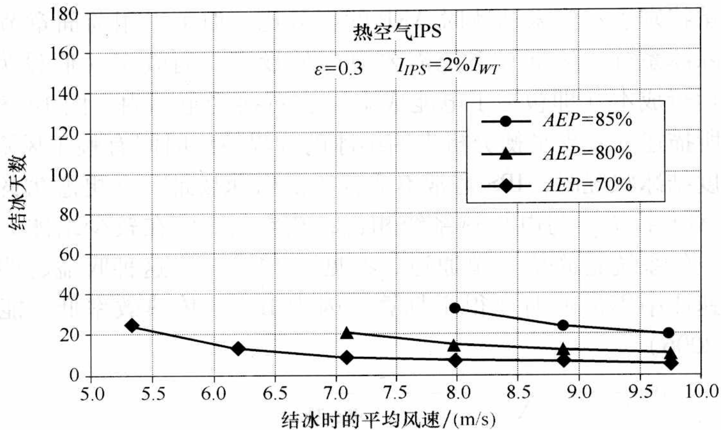


图 14-40 使用 IPS 达到最优经济性的最少结冰天数关于风资源的函数关系（表示为 50m 轮毂高处的平均风速），以及使用热空气 IPS（闭环，图 14-22）后，结冰期间的 AEP

14.10 参考文献

Ackley, S F, Templeton, M K, 1979. *Computer Modeling of Atmospheric Ice Accretion*, CRREL REPORT 1979, 79.

Al-Khalil, K M, Keith, T G, De Witt, K J, 1993. New concept in runback water modeling for anti-iced aircraft surfaces, *Journal of Aircraft*, 1993, 30(1), pp.41–9.

Al-Khalil, K M, Miller, D R, Wright, W B, 2001. *Validation of NASA thermal ice protection computer codes: Part 3 – The validation of Antice*, NASA/TM-2001-210907, 2001.

Battisti, L, 2006. *Ice prevention systems selection and design*, Special course, Master of Science in Wind Energy, DTU, June 2006.

Battisti, L, 2007. *Wind Turbine Aerodynamics*, Lecture Seres 2007-05 Von Karman Institute for Fluid Dynamics, ISBN-13-978-2-930398-75-3.

Battisti, L, 2008. *Ice prevention systems design*, Classes notes, Special Course, 41820 Master on Wind energy DTU Copenhagen.

Battisti, L, Dal Savio, S, 2003. *Sistema antighiaccio per pale di turbine eoliche. Parte I: valutazione del fabbisogno energetico*, 58° Congresso ATI, Padova, Italy, 8–12 September 2003.

Battisti, L, Soraperra, G, 2003. *Sistema antighiaccio per pale di turbine eoliche. Parte II: sistemi a circolazione di aria*, 58° Congresso ATI, Padova, Italy, 8–12 September 2003.

Battisti, L, Brighenti, A, Dal Savio, S, Dell'Anna, S, 2005. *Evaluation of anti-icing energy and power requirement for wind turbine rotors in cold climates*, Proceedings of the VII BOREAS Conference, 7–8 March 2005, Finnish Meteorological Institute, Saarisalka, Finland.

Battisti, L, Hansen, M O L, Soraperra, G, 2005. *Aeroelastic simulations of an iced MW-Class wind turbine rotor*, Proceedings of the VII BOREAS Conference, Finnish Meteorological Institute, Saarisalka, Finland, 7–8 March 2005.

Battisti, L, Fedrizzi, R, Rialti, M, Dal Savio, S, 2005. *A model for the design of hot-air based wind turbine ice prevention system*, Proceedings of World Renewable Energy Congress (WREC05), Aberdeen, UK, 22–27 May 2005.

Battisti, L, Fedrizzi, R, Rialti, M, Dell'Anna, S, 2005d. *Ice risk assessment for wind turbine rotors equipped with de-icing systems*, Proceedings of the VII BOREAS Conference, Finnish Meteorological Institute, Saarisalka, Finland, 7–8 March 2005.

Battisti, L, Giovannelli, A, 2006. 'Wind Turbine Installations for high Elevations', 8th Biennial ASME Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Torino, Italy, 4–7 June 2006.

Battisti, L, Baggio, P, Fedrizzi, R, 2006. Warm-Air Intermittent De-Icing System for Wind Turbines, *Wind Engineering*, 2006, 30, no. 5.

Battisti, L, Fedrizzi, R, 2007. 2D Numerical Simulation of a Wind Turbine De-Icing System Using Cycled Heating, *Wind Engineering*, 2007, 31, no. 1.

Bose, N, Rong, J Q, 1990. *Power reduction from ice accretion on a horizontal axis wind turbine*, Proceedings of 12th British Wind EnergyAssociation, Wind Energy Conference, Norwich, UK, 27–30 March 1990.

Brighenti, A, 2006. *Wind turbine installations in cold climates*, PhD thesis, Universty of Trento, 2006.

Cattinis, R, 2008. *Alpine Test Site Gütsch*, Proceedings of Winterwind 2008, Norrköping, Sweden, 9–10 December 2008.

Cober, S G, Isaaq, G A, Strapp, J W, 2001. *Characterization of Aircraft Icing Environments that Include Supercooled Large Droplets*, Journal of Applied Meteorology, *American Meteorological Society*, 2001, 40, pp.165–78.

Dillingh, J E, Hoeijmakers, H W M, 2003. *Simulation of ice accretion on airfoils during flight*, University of Twente, Faculty of Mechanical Engineering, Section Engineering Fluid Dynamics, 2003.

Durstewitz, M, 2003. Windenergie in kalten Klimaregionen, *Erneuerbare Energien*, 2003, 12, pp. 34–5.

EC project, 2001. *New Icetools*, NNE5 2001-00259, NICE.

Enercon, 2003. *E-66 20.70 Technical Description*, Enercon International GmbH, 04 April 2003.

Frank, R, Seifert, H, 1997. Ice im Kanal, *DEWI Magazine*, 1997, 10.

Gelder, F T, Lewis, J P, 1951. *Comparison of heat transfer from airfoil in natural and icing conditions*, NACA TN 2480, 1951.

GL Wind, 2005. *Guideline for the Certification of Wind Turbines*, Part 1, par. 4.4.5, pp. 4–26.

Gray, V H, Bowden, D T, von Glahn U, 1952. *Preliminary results of cyclical de-icing of a gas-heated airfoil*, NACA-RM-E51J29.

Guffond, D, Brunet, L, 1985. *Validation du programme bidimensional de captation*, ONERA, RT n°20/5146 SY, 1985.

Kimura, S, Sato, T, Kosugi, K, 2004. *The effect of anti-icing paint on the adhesion force of ice accretion on a wind turbine blade*, Proceedings of BOREAS VI International Conference, Finnish Meteorological Institute, Pyhätunturi, Finland, 9–11 April 2003.

Laakso, T, Holttinen, H, Ronsten, G, Horbaty, R, Lacroix, A, Peltola, E, Tammelin, B, 2003. *State-of-the-art of wind energy in cold climates*, internet. Available at *http://arcticwind.vtt.fi*.

Maissan, J F, 2001. *Wind Power Development in Sub-Arctic Conditions with Severe Rime Icing*, TSYE Corporation – Circumpolar Climate Change Summit and Exposition, ed. by The Northern Review Whitehorse, Yukon, Canada, 19–21 March 2001.

Makkonen, L, 1984. *Atmospheric icing on sea structures*, CRREL Monograph 84-2, U.S. Army Cold Regions Research & Engineering Laboratory.

Makkonen, L, Autti, M, 1991. *The effects of icing on wind turbines*, Wind Energy: Technology and Implementation, EWEC 91, 575–80.

Makkonen, L, Laakso, T, Marjaniemi, M, Finstad, K J, 2001a. Modeling and prevention of

ice accretion on wind turbines, *Wind Engineering*, 2001, 25(1), pp.3–21.

Makkonen, L, Laakso, T, Marjaniemi, M, Wright, J, 2001b. *Results of Pori wind farm measurements*, VTT Energy Reports 42/2001.

Mansson, J, 2004. *Why de-icing of wind turbine blades?*, Global Windpower 2004 Conference and Exhibition, Chicago, 18–21 March 2004.

Mingione, G, Brandi, V, 1998. Ice accretion prediction on multielement airfoils, *Journal of Aircraft*, 1998, 35(2), pp.240–46.

Morcillo, M, Chico, B, de la Fuente, D, Almeida, E, Joseph, G, Rivero, S, Rosales, B, 2004. *Atmospheric corrosion of reference metals in Antarctic sites*, Cold Regions Science and Technology, 40, pp.165–78.

Morency, F, Tezok, F, Paraschivoiu, I, 1999. Anti-icing system simulation using CANICE, *Journal of Aircraft*, 1999, 36(6), pp.999–1006.

Morency, F, Tezok, F, Paraschivoiu, I, 2000. Heat and mass transfer in the case of anti-icing system simulation, *Journal of Aircraft*, 2000, 37(2), pp.245–52.

Morgan, C, Bossanyi, E, Seifert, H, 1998. *Assessment of Safety Risks Arising from Wind Turbine Icing*, Proceedings of BOREAS IV International Conference, Finnish Meteorological Institute, Hetta, Finland, 31 March–2 April 1998.

Mróz, A, Holnicki-Szulc, J, Kärnä, T, 2005. *Mitigation of ice loading on off-shore wind turbines*, feasibility study of a semi-active solution, 2nd ECCOMAS Thematic Conference on Smart Structures and Materials, Lisbon, Portugal, 18–21 July 2005.

Neel, C B, Bergrun, N R, Jukoff, D, Schlaff, B A, 1947. *The calculation of the heat required for wing thermal ice prevention in specified icing conditions*, NACA TN 1472, 1947.

Peltola, E, Marjaniemi, M, Stiesdal, H, 1999. *An ice prevention system for the wind turbine blades*, Proceedings of the European Wind Energy Conference, Nice, France, 1–5 March 1999, pp.1034–37.

Pederson, E, 2008. *Wind turbine ice protection system (WTIPS)*, Kelly Aerospace Thermal Systems, Winterwind, Norrköping, Sweden, 09–10 December 2008.

Seifert, H, Richert, F, 1997. *Aerodynamics of iced airfoils and their influence on loads and power production*, European Wind Energy Conference, Proceedings of the international conference, Dublin, Ireland, 6–9 October 1997, pp. 458–63.

Seifert, H and Richert, F, 1998. *A Recipe to Estimate Aerodynamics and Loads on Iced Rotor Blades*, Proceedings of Boreas IV International Conference, Enontekiö, Hetta, Finland, 31 March–2 April 1998.

Seifert, H, 2003. *Technical requirements for rotor blades operating in cold climate*, DEWI, Deutsches Windenergie-Institut GmbH.

Seifert, H, Westerhellweg, A, Kröning, J, 2003. *Risk Analysis of Ice Throw from Wind Turbines*, Proceedings of BOREAS VI International Conference, Finnish Meteorological Institure, Pyhatunturi, Finland, 9–11 April 2004.

Sheldahl, R E, Klimas, P C, 1980. *Aerodynamic characteristics of 7 symmetrical airfoil sections through 180-degree angle of attack for use in aerodynamics analysis of vertical axis wind turbine*, Sandia National Laboratories: SAND80-2114, 1980.

Tammelin, B, Seifert, H, 2001. *Large wind turbines go into cold climate regions*, Proceedings of European Wind Energy Conference (EWEC 2001) International Conference, Copenhagen, DK, 2–6 July 2001.

Tammelin, B, Cavaliere, M, Holtinnen, H, Morgan, C, Seifert, H, 2000. *Wind Energy in Cold Climate*, WECO Final Report (JOR3-CT95-0014) ISBN 951-679-518-6, Finnish Meteorological Institute, Helsinki, Finland.

Thomas, S K, Cassoni, R P, MacArthur, C D, 1996. *Aircraft anti-icing and deicing techniques and modeling, Journal of Aircraft*, 1996, 33(5), pp.841–53.

Tran, P, Brahimi, M T, Pueyo, A, Tezok, F, Paraschivoiu, I, 1996. Ice accretion on aircraft wings with thermodynamic effects, *Journal of Aircraft*, 1996, 32(2), pp.444–46.

US2005/0242233, 2005. Patent Application. *Anti-icing system for wind turbines*, 2005.
US2007/0254170, 2007. Patent Application. *Erosion resistant anti-icing coatings*, November 2007.
Viterna, L A, Corrigan, R D, 1981. *Fixed pitch rotor performance of large horizontal axis wind turbines*, NASA CP-2230, USA, 1981.
Woigt, H, 1949. German Patent Application. *Deutsche Patentschrift n.842330*, 1949.
Wright, W B, 1995. *Users manual for the improved NASA Lewis ice accretion code LEWICE 1.6*, NASA Contractor Report, 1995.
Wright, W B, 2002. *User manual for the NASA gleen ice accretion code LEWICE-Version 2.2.2*, NASA/CR-2002-211793, 2002.
Yasilik, A D, De Witt, K J, Keith, T G, 1992. Three-dimensional simulation of electrothermal deicing systems, *Journal of Aircraft*, 1992, 29–6, pp.1035–42.

第4部分　海上风能系统设计、建设、运行和维护

第15章　海上环境载荷与风力机设计：风、波浪、水流及冰的影响

J. VAN DER TEMPEL，N. F. B. DIEPEVEEN，W. E . DE VRIES，
D. CERDA SALZMANN，代尔夫特理工大学，荷兰

摘要：为了设计海上风力机，工程师必须理解作用在结构上的环境载荷。本章介绍了风、波浪、海流和冰载荷现象以及如何将环境特征转换至结构设计对应的设计载荷。

关键词：环境载荷，载荷状况，海上，风力机，重力载荷

15.1　引言

对于海上风力机的设计，环境参数评估要比陆上风力机更加广泛。在陆上，风力机的设计可以遵循规定了风况和风力机设计所需要弹性的课程。在海上，风气候呈现出其自身略微不同的形式：风的湍流更少，但是更加强有力，风剪切没那么明显。但是更重要的是，海上风力机的设计是由环境载荷例如波浪、水流以及一些区域的冰所支配的。

本章集中于海上环境载荷，例如风、波浪、水流和冰。描述了海上风力机上驱动它们的现象以及将环境力转换为载荷的方式。根据一般的载荷限定，可以定义设计载荷。

15.2　环境载荷概述

为了计算海上风力机的载荷，引入了结构的机械模型。图15-1显示了处于其

环境中的海上风力机[7]，包括由风、波浪和水流产生的外部载荷，分别为 V_{wind}、U_{wave} 和 $U_{current}$。这些环境状况导致了支撑结构上的环境载荷，同时风力机的重量以及支撑结构的重量导致了重力载荷。在图 15-2 中，海上风力机支撑结构被作为一个棒状物建模，具有投射于其上的环境载荷与重力载荷。这里，支撑结构限于二维模型，将不给出垂直 x-z 平面的 y 方向的载荷与动态的考虑。而且，假设所有的环境载荷作用在 x 方向上。

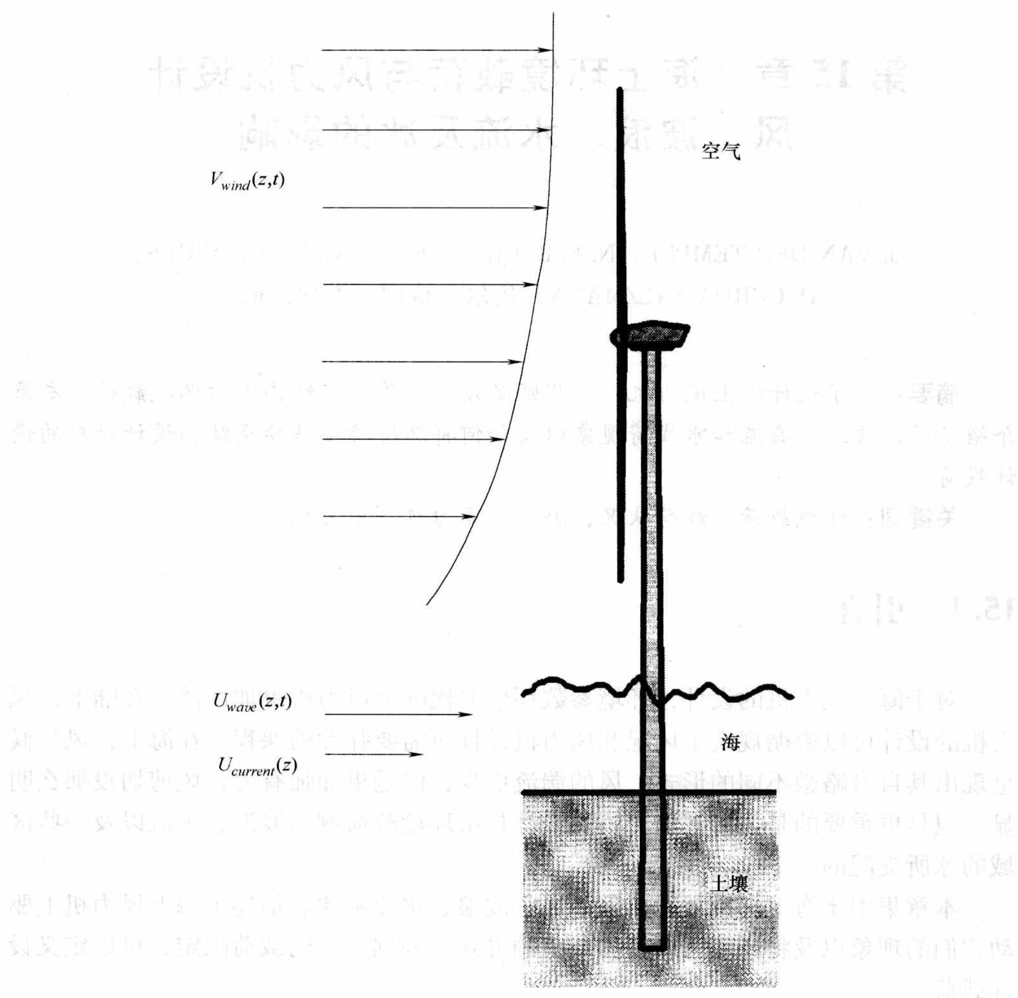


图 15-1　海上风力机环境状况

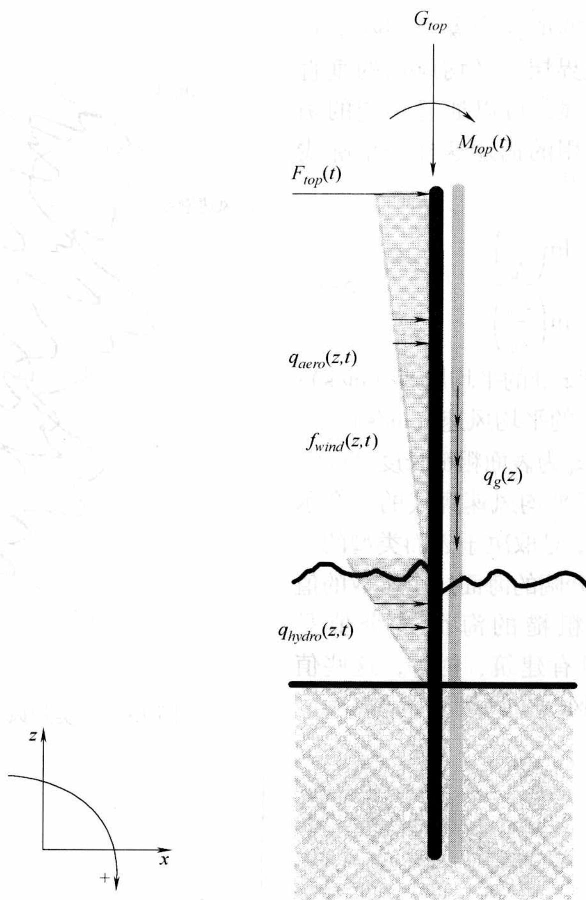


图 15-2　支撑结构棒状模型上的载荷

15.3　风

15.3.1　风电场的描述

根据现场实验可知稳定风的速度是空间、时间和方向的变量[1]。

因为这里仅仅考虑二维模型，方向上的变化将被忽略；风速将被考虑仅作用在 x 方向上。给定此限制，风速仍然在高度和时间上变化。图 15-3 给出了冰冻时刻实际风速廓线的一个示例。以下部分将覆盖风速在高度和时间上变化的描述，以及这些变化对旋转叶片所造成的影响。

15.3.2　风速随高度的变化

由于流动空气与地球表面之间的摩擦力，风在低高度时减速，造成平均风速随高度变化。

平均风速从地面以上大约 2km 的高度开始减小，此处摩擦的影响可以忽略，低

至地表时平均风速的值变为零（实际上）。这个层称为大气边界层。平均风速的垂直变化，平均风速廓线，可以通过不同的函数表示。最普遍使用的描述这样一个廓线的函数是对数廓线[2]：

$$V(z) = V_{ref} \cdot \frac{\ln\left(\frac{z}{z_0}\right)}{\ln\left(\frac{z_{ref}}{z_0}\right)} \qquad (15\text{-}1)$$

式中，$V(z)$ 为高度 z 处的平均风速（m/s）；V_{ref}为参考高度 z_{ref}处的平均风速（m/s）；z_{ref}为参考高度（m）；z_0为表面粗糙长度（m）。

图 15-4 显示了平均风速廓线的一个示例。表面粗糙长度 z_0是取决于表面类型的一个参数。对于平静开阔的海面这个参数的值是 0.20mm，对于粗糙的海面这个值是 0.50mm[3]。因为没有建筑、树等，这些值要明显低于陆上的风。

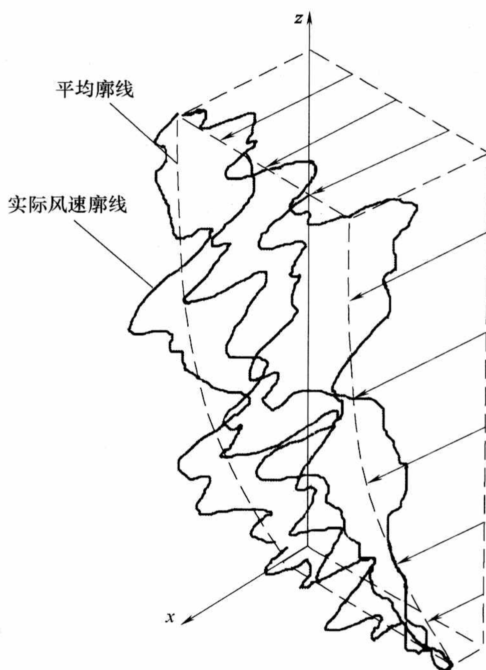


图 15-3　实际风速廓线[6]

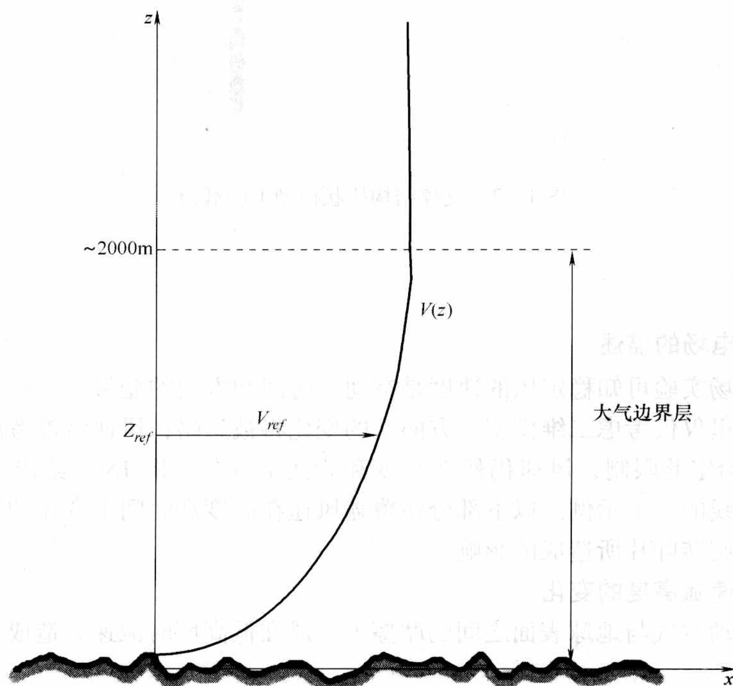


图 15-4　平均风速廓线

需要注意的是，测量的平均风速仅能用于与给定的参考高度相结合。参考高度的普遍选择是 $z_{ref}=10\text{m}$[4]。然而，在风力机的背景下，如果轮毂高度处的测量可用，那么轮毂高度可以作为 z_{ref}的自然选择。

接着对数廓线的描述，幂率的描述也很常用［见式（15-2）］。对于海上条件，剪切系数 α_{shear}是 0.12。

$$V_w(z)=V_{w,r}\left(\frac{z}{z_r}\right)^{\alpha_{shear}} \tag{15-2}$$

两种廓线都在工业领域使用，并且差别不大。

15.3.3　湍流

当在现场测量风时，可以发现时变的风速如图 15-5 所示。从该时间序列中，可以计算统计的参数：平均风速和标准偏差。

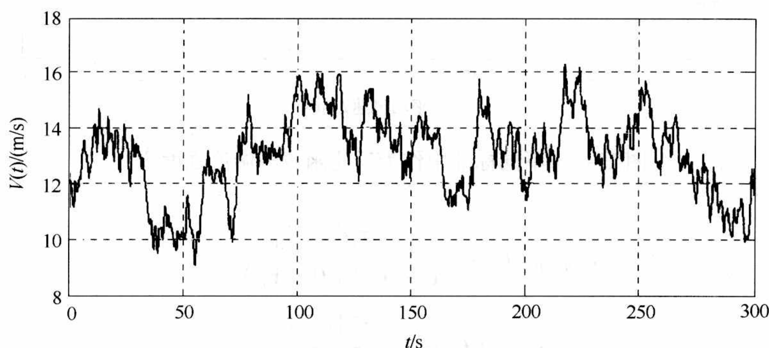


图 15-5　时变风速测量

湍流强度定义为时变风速的标准偏差除以平均风速，以百分数表示：

$$I_t=\frac{\sigma}{V_w}\% \tag{15-3}$$

湍流强度取决于高度及地形的粗糙度。更粗糙的地形和更低的海拔具有更高的湍流强度。设计标准基于这些粗糙度和海拔参数给出了湍流强度的描述。对于设计案例，具体的站点可以选择固定的湍流级。图 15-6 显示了不同标准推荐的作为风速函数的湍流强度。对于海上风况，湍流强度明显低于陆上：海上为 11%，陆上为 20%。然而要提醒读者，仅对于稳定风的湍流，才是这样。运行在另一台风力机尾流中的风力机将遭遇更多的湍流。作为一个经验法则，海上风力机之间的间距要至少是风轮直径的 7 倍。这一距离帮助减少附加的湍流量，给风以流动时间，恢复到风轮区域上面和下面稳定风的速度。

接着纵向湍流（在风的方向上），标准也定义了横向和垂直湍流强度。从各向同性湍流（$I_u=I_v=I_w$）到依赖高度关联的不同描述都可用。

湍流也可以表示成频谱形式。已经有几个模型适合于湍流频谱。von Kármán

和 Kaimal 频谱是最常使用的模型［见式（15-4）和式（15-5）］，尽管海上湍流频谱通常包含更大的低频成分。这些模型基于平均风速、湍流强度和一个长度尺度：

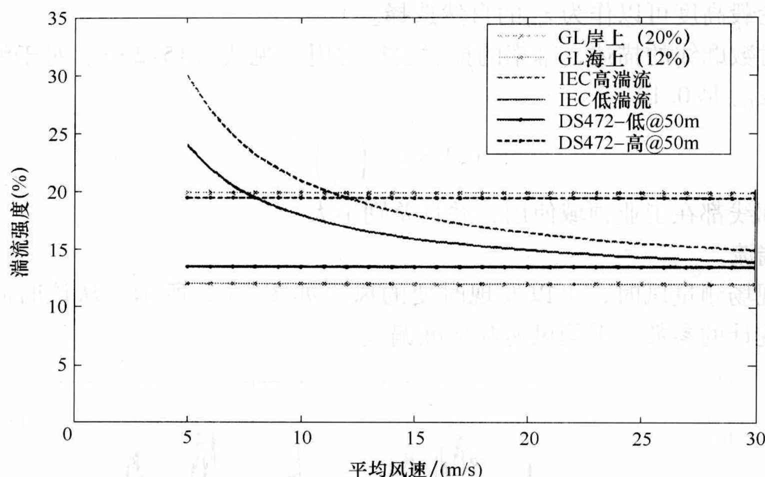


图 15-6　不同标准中作为风速函数的湍流强度[3]

$$S_{Karman}(f)=\frac{\sigma_v^2 4L_v/V_w}{(1+70.8(fL_v/V_w)^2)^{5/6}} \tag{15-4}$$

$$S_{Kaimal}(f)=\frac{\sigma_v^2 4L_v/V_w}{(1+6fL_v/V_w)^{5/3}} \tag{15-5}$$

式中，σ_v为风速的标准偏差（m/s）；L_v为积分尺度（m）；V_w为平均风速（m/s）；f为频率（Hz）。

长度尺度的精确定义在文献或者设计标准中再次被规定。当这些频谱应用在计算工具中，一般可以选择这些规定的值。然后参数之间的内在关系被固定。对于任一方法均不存在优选值。

15.3.4　极端风速和阵风

两个基本的极端风载荷状况可以定义为具有给定重现期（1 年，50 年，100 年）的每小时极端平均风速和给定短时间间隔内的极端事故风速。

极端每小时平均风速通过获取大量测量平均值并选择高于选取阈值的极端值来找到。然后将这些极端值在对数-线性尺度上划分，关于每个时间间隔（月，年）内发生事件的数量。通过这些测量数值拟合一个分布曲线，在超过测量周期的周期内可以对期望的最大值做出推断。最普遍使用的一个是 Gumbel 分布，如图 15-7 所示。

在陆上风力机设计中，设计标准给出了规定的不同等级的极端风速。表 15-1 显示了 IEC 给出的值。等级用作风力机设计的参考；不直接与具体站点相关联。海上站点的等级为“S”（特殊），没有定义，需要具体站点的分析。

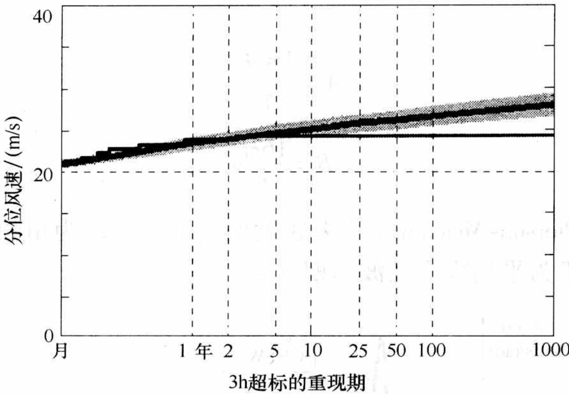


图 15-7　平均风速（阶梯状较低的线）数据记录的 Gumbel 分布（具有 95% 灰色置信区间的较高的线）

表 15-1　根据 IEC 的位置等级，具有每年的每小时的平均风速（$V_{w,ext\ 1h}$）和轮毂高度的极端 10min 平均风速（$V_{w,ext\ 10min}$）　（单位：m/s）

	等级			
	Ⅰ	Ⅱ	Ⅲ	Ⅳ
$V_{w,ext\ 1h}$	10	8.5	7.5	6.0
$V_{w,ext\ 10min}$	50	42.5	37.5	30

15.4　波浪

15.4.1　波浪，海的表面

在海上，当风吹过水面时会产生波浪。从小波浪到房屋那么高的巨浪。

为了描述具体位置波候的目的，通常考虑气候在 3h 的时间内是不变的。这意味着在这一时间内，波候的统计特性可以假设为常数。这一持续时间内的波浪特征称为海况，可以通过一个方差密度谱从统计上描述，通常作为波浪谱提及。波浪谱典型的是通过在海况的波时间序列上实施快速傅里叶变换（FFT）获得。标准波浪谱已经开发出来，可以使用有限数量的参数（一种与前面章节描述的风谱相似的方法）描述波候。两种经常使用的标准波浪谱是：

1）Pierson-Moskowitz 波浪谱，对于完全开发的海域。

2）JONSWAP 波浪谱，对于有限风区的海域。

图 15-8 显示了这些标准波浪谱的图示。这些频谱都可以根据参数 H_s 和 T_z、有效波高和平均零交叉波周期推导。Pierson-Moskowitz 频谱可以表示如下：

$$S_{PM}(\omega)=\frac{A}{\omega^5}\exp\left(-\frac{B}{\omega^4}\right) \tag{15-6}$$

具有：

$$A=\frac{4\pi^3 H_s^2}{T_z^4} \tag{15-7}$$

$$B=\frac{16\pi^3}{T_z^4} \tag{15-8}$$

式中，$S_{PM}(\omega)$为 Pierson-Moskowitz 方差密度谱（m^2s）；ω 为角频率（rad/s）；H_s为有效波高（m）；T_z为平均零交叉波周期（s）。

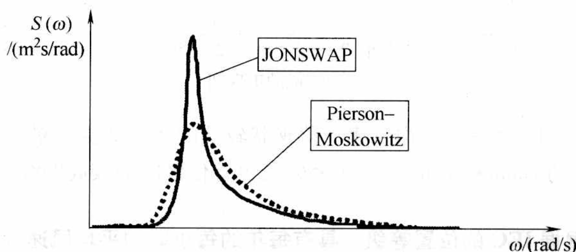


图 15-8　JONSWAP 和 Pierson-Moskowitz 波浪谱

JONSWAP 频谱是基于 1968 年和 1969 年北海联合波浪计划（Joint North Sea Wave Project，JONSWAP）期间在北海的波浪测量。该频谱具有 Pierson-Moskowitz 频谱的形状，但是通过峰值增强进行了修改。JONSWAP 频谱根据下面公式得出：

$$S_{JS}(\omega)=n_f\cdot\frac{A}{\omega^5}\exp\left(-\frac{B}{\omega^4}\right)\cdot\left(\gamma^{\exp\left\{-\frac{1}{2}\left(\frac{\omega-\omega_m}{\sigma\omega_m}\right)^2\right\}}\right) \tag{15-9}$$

$$\omega_m=\left(\frac{4}{5}B\right)^{1/4} \tag{15-10}$$

式中，$S_{JS}(\omega)$为 JONSWAP 方差密度谱（m^2s）；n_f为 JONSWAP 和 Pierson-Moskowitz 频谱之间的归一化因子；γ 为峰形参数；ω_m 为模态角频率（rad/s）；σ 为数值参数，对于 $\omega<\omega_m$为 σ_a，对于 $\omega\geqslant\omega_m$为 σ_b。

频谱峰形参数和数值参数的平均值都取自 JONSWAP 的测量。它们是：

$$\gamma=3.3 \tag{15-11}$$

$$\sigma_a=0.07 \tag{15-12}$$

$$\sigma_b=0.09 \tag{15-13}$$

对于式（15-11）给出的峰形参数值，代尔夫特理工大学的海上研究组发现了参考文献［5］式（15-9）的一个归一化因子：

$$nf=0.625 \tag{15-14}$$

有了上面给出的公式和数值，JONSWAP 方差密度谱现在可以使用频谱参数 H_s和 T_z表示：

$$S_{JS}(\omega)=2.5\pi^3\cdot\frac{H_s^2}{T_z^4\omega^5}\exp\left(-\frac{16\pi^3}{T_z^4\omega^4}\right)\cdot\left(3.3^{\exp\left\{-\frac{1}{2}\left(\frac{w-w_m}{\sigma w_m}\right)^2\right\}}\right) \tag{15-15}$$

具有：

$$\omega_m = \left(12.8 \times \frac{\pi^3}{T_z^4}\right)^{1/4}$$

$$\sigma = \sigma_a = 0.07 \quad 对于\ \omega < \omega_m \tag{15-16}$$

$$\sigma = \sigma_b = 0.09 \quad 对于\ \omega \geqslant \omega_m \tag{15-17}$$

15.5　海流

原则上，海流速度像风速一样随空间和时间变化。然而，流速变化的长度和时间尺度都比风的要大很多。与单桩的水平尺寸以及用于决定桩的动态行为的计息期范围相比，它们也较大。因此海流可以考虑为具有恒定速率的水平均匀流场，仅是垂直的 z 坐标的函数。

由于缺乏特殊站点更具体的信息，用于结构设计的海流模型将通常定义一个简单的海流随深度的剖面，使用已知的水表面的流速作为输入参数。一个普遍使用的方法——取自参考文献［5］的幂率剖面（与 15.3 节中的风剪切廓线相似）——将被用于海流：

$$U_{current}(z) = U_{c0}\left(\frac{z+d}{d}\right)^{1/7} \tag{15-18}$$

式中，$U_{current}(z)$为高度 z 处的流速，对于 $-d \leqslant z \leqslant 0$（m/s）；$U_{c0}$为 MSL 处的流速（m/s）；$z$ 为垂直坐标，在 MSL 正向以上测量（m）；d 为水深（m）。

15.6　水动力载荷

水粒速率和加速度都会在海上风力机的支撑结构上引起水动力载荷。对于细长桩上水动力载荷的计算，基本模型是 Morison 方程式，在 JR Morison 1950 年推导之后命名[5]。这一方程式涵盖了全部的水动力载荷，因此将用于计算 q_{hydro}。Morison 方程式对于水中静止的细长桩为

$$q_{hydro} = f_i + f_d = \frac{\pi}{4}\rho_w C_M D^2 \dot{U}_w + \frac{1}{2}C_D |U_w| \cdot U_w \tag{15-19}$$

式中，q_{hydro}为 dF/dz，每单位长度的总水动力载荷（N/m）；f_i为 dF_i/dz，每单位长度的水动力惯性载荷（N/m）；f_d为 dF_d/dz，每单位长度的水动力阻力载荷（N/m）；C_M为惯性系数；C_D为阻力系数；D 为单桩外径（m）；ρ_w为水的质量密度（kg/m³）；$\dot{U}_w$为水平水粒的加速度（m/s²）；U_w为水平水粒的速度（m/s）。

因为 Morison 方程式本质上是经验方程式，其阻力与惯性系数的值已经用各种实验方法得以确定。对于惯性系数 C_M，2 是一个对于具有圆形截面的对象所广泛接受的值。对于阻力系数 C_D，Det Norske Veritas 在确定性疲劳分析中对于圆柱体使用 0.7 的值[4]。

对于阻力载荷的计算，需要水平水粒速率，这取决于水流和波速。如果结构本

身也在移动（例如漂浮式风力机），其速率也应考虑在内。然后水粒相对于单桩节点速率的方程式读作：

$$U_{rel}(z,t)=U_{current}(z)+U_{wave}(z,t)-U_s(z,t) \tag{15-20}$$

式中，U_{rel}为水对结构的相对速率（m/s）；$U_{current}$为流速（m/s）；U_{wave}为波浪导致的水平水粒速率（m/s）；U_s为结构的水平速率（m/s）。

当结构移动时，根据参考文献［1］，Morison 方程式变为

$$q_{hydro}=\frac{\pi}{4}\rho_w C_M D^2 \dot{U}_{wave}-\frac{\pi}{4}\rho_w(C_M-1)D^2\cdot\dot{U}_s+\frac{1}{2}\rho_w C_D D\cdot|U_{rel}|\cdot U_{rel} \tag{15-21}$$

式中，$\dot{U}_{wave}$为波浪导致的水平水粒加速度（m/s^2）；$\dot{U}_s$为结构的水平加速度（m/s^2）。

最后，结构的直径也会随高度变化，表面的大小是 z 的函数。因此，式（15-21）可以重写为

$$q_{hydro}(z,t)=\frac{\pi}{4}\rho_w C_M[D(z)]^2\dot{U}_{wave}(z,t)-\frac{\pi}{4}\rho_w(C_M-1)[D(z)]^2\dot{U}_s(z,t)+\frac{1}{2}\rho_w C_D D(z)\cdot|U_{rel}(z,t)|\cdot U_{rel}(z,t) \tag{15-22}$$

15.6.1　衍射

Morison 方程式的基本假设是计算波浪载荷的水下构件不影响波浪。只要圆柱体直径与波长相比相对较小，该假设即成立。对于大直径结构，像海上风力机的单桩支撑结构，放置在相对浅的水域并具有减小了的波长，Morison 方程式的有效性则需要折中。

结构具有的对波场的影响称为衍射。为了在 Morison 方程式中合并该影响，图 15-9中引入了 MacCamy-Fuchs 校正。校正减小了惯性系数的量值。校正因子取决于直径对波长的比率：D/λ_{wave}。图 15-9 显示了 C_M随比率增大而减小。

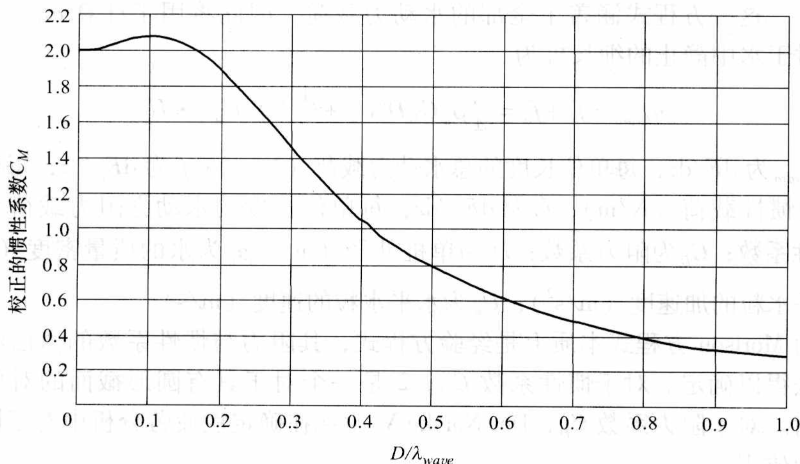


图 15-9　Morison 方程式中惯性系数 C_M的 MacCamy-Fuchs 衍射校正，对于圆柱体直径比波长

15.7　长期波浪描述

前面章节讨论的涉及海洋状况的所有波浪活动被假设在一定的时间内是不变的。这些时间内的波浪状况称为海况，典型地持续 3h。当某一站点波候的长期效应被研究以发现极端状况的概率或者计算寿命期内的疲劳损伤时，需要大量的数据。这些数据可以通过来自浮标、平台或者卫星的测量获取，或者可以通过大型的气象和海洋学模型估计，并使用来自大量站点的测量进行支持和校准。作为结果的海况被分级成散点图。这个图给出了那一位置每个 H_s 和 T_z 组合发生的概率。每一个面元代表了具有特定参数值组合的波浪状况发生的概率，以此可以根据选择的频谱模型确定波浪谱。面元的大小可以任意选择，即更大的面元将取出很多细节并减少海况的总数量。典型面元的大小，对于 H_s 是 0.5m 一步，对于 T_z 是 2s 一步。

当观察波浪散点图中发生事件的云分布时，发现有一些线性关系隐藏在发生事件的云分布后，即云状物从左下方向右上方移动。该云状物的一般方向当然不重要，也即大波浪具有大的周期（或者它们变得很陡并分离），小波浪具有更小的周期。但是固定一个线性关系将相当大地减小反映在图中的可变性，并且丢弃了有价值的信息。因为散点图是非常具有站点的特殊性，一个位置假设的线性关系不应添加在下一个上。表 15-2 显示了 OWEZ 或者 "NL1" 位置的散点图。

表 15-2　对于 OWEZ，具有千分之几发生率的 H_s 和 T_z 波浪散点图

H_s/m	T_z/s								
	0~1	1~2	2~3	3~4	4~5	5~6	6~7	7~8	总计:
6.5~7.0									0.0
6.0~6.5								0.1	0.1
5.5~6.0							0.1	0.1	0.2
5.0~5.5							0.1	0.1	0.2
4.5~5.0							1		1.0
4.0~4.5							4		4.0
3.5~4.0						4	5		9.0
3.0~3.5						19	0.1		19.1
2.5~3.0					0.1	38			38.1
2.0~2.5					27	43			70.0
1.5~2.0				0.1	115	5			120.1
1.0~1.5				6	220	1			227.0
0.5~1.0				236	145	1			382.0
0.0~0.5	1		1	113	14	0.1			129.2
总计:	1.0	0.0	1.0	355.1	521.1	111.1	10.4	0.3	1000

15.8 冰载荷

不是所有海上风力机都会遭遇冰。北海冬天即使很多时间温度低于0℃，也不结冰。设计中，像叶片上覆冰（结冰）的项可能是个问题，但是这在风力机设计中得到处理。这里，海洋的结冰时间更长。覆冰随风和潮汐漂浮，并因此在结构上施加载荷。

对于海上风力机的设计，需要在设计中注意两个主要现象。

1）最大冰载荷。

2）动冰载荷。

结构上的最大冰载荷，可以通过估计海上风电场位置处冰的最可能的最大厚度来发现。这一信息通常可以通过具有几十年相关数据记录的国家气象或者海运研究机构获得，从而给出良好的最大设计估计。然后对于冰的抗压强度，可以使用一个经验公式定义最大应力：

$$\sigma = 9.4 \times 10^5 (d^{-1/2} + 3|\theta|^{0.78}) \tag{15-23}$$

式中，σ 为抗压强度（Pa）；d 为晶粒尺寸（cm）；θ 为温度（°C）。

当浮冰块在水流上漂流通过海上风电场时，浮冰块会以多或少的固定时间间隔破裂：冰积聚，压力靠着结构增大，直到达到抗压强度［见式（15-23）］。当冰破裂时，结构将以其自然频率移动。当冰的破裂以自然频率或数倍自然频率发生时，结构将剧烈共振，造成增大的弯曲应力。

浮动冰盖受破裂过程影响的特征长度可以计算为

$$L_c = \left[\frac{Eh^3}{12\gamma(1-v^2)}\right]^{1/4} \tag{15-24}$$

式中，L_c为特征长度（m）；γ 为水的比重；v 为冰的泊松比，典型的是0.3。

为了减小结构上的冰载荷，使用了冰锥。这些是三角形的钢或水泥环，把冰提升起来帮助其更容易地破裂，减小结构上的直接垂直载荷。

15.9 参考文献

1. Molenaar, D-P. Cost-effective design and operation of variable speed wind turbines. PhD thesis, Delft University of Technology. 2003.
2. Walker, J F and Jenkins, N. *Wind energy technology*. England: John Wiley & Sons Ltd. 1997.
3. Manwell, J F, *et al. Wind energy explained – Theory, design and application*. England: John Wiley & Sons Ltd. 2002.
4. Det Norske Veritas (DNV). *Design of offshore wind turbine structures*. DNV-OS-J101. 2004.

5. Vugts, J H. *Handbook of bottom founded offshore structures*. Lecture notes, Delft University of Technology. 2001.
6. van der Tempel, J. *Design of support structures for offshore wind turbines*. PhD thesis, Delft University of Technology, Section Offshore Engineering. 2006.
7. Cerda Salzmann, D J. *Dynamic response calculations of offshore wind turbine monopile support structures*. MSc thesis, Delft University of Technology, Section Offshore Engineering. 2004.
8. Michel, B. *Ice mechanics*. Québec, Canada: Les Presses de l'Université Laval. 1978.

第16章 海上风能系统支撑结构的设计、施工和安装

K. LESNY，W. RICHWIEN，杜伊斯堡-埃森大学，德国

摘要： 本章讨论海上风力机支撑结构的设计、施工和安装。当水面深度适中时，可以将支撑结构固定于海床。但是，随着海上风能向深海域发展，柔性或漂浮结构比固定结构更合适。支撑机构的设计主要受载荷特性的影响。这些载荷特性包括大气环境影响、风电场内的条件变化和可用的建设安装设备。设计的支撑结构不仅要能够承受极端的突发事件，也应该能够承受连续周期性的带载运行。

关键字： 固定支撑结构，柔性或漂浮结构，基础设计，循环载荷作用，安装

16.1 引言

海上风力机支撑结构的设计和结构布局主要受其特殊的载荷特性和可用的建设安装设备所影响。与陆上风力机相比，海上风力机还包括由海浪、海流和冰，必要的话还需要考虑船的撞击引起的额外载荷。但是，细长的风力机的自重与大气环境带来的水平载荷相比之下很小，有时来自环境影响的弯矩会导致承受很恶劣的载荷。

每个风电场的许多海上风力机需要高度预制，但是由于风电场底土的不稳定性使这一需求受到限制。基础设施的施工和安装还依赖于必要的陆上设备和海上安装设备的可使用性。海上安装作业与天气状况有很大的关系，在停止作业期间保持设备的可用性会产生很大的开销。

针对这种应用背景，海上风力机支撑结构的设计和施工将会在本章进行阐述。第1部分介绍了不同的支撑结构的类型及其结构布局和支撑性能。第2部分重点介绍了一般的设计方法论和设计理念，并讨论了基础设施的优化方法。第3部分介绍了不同的支撑结构的安装技术。最后给出了未来的发展方向和进一步的总结。

16.2 支撑结构类型

16.2.1 分类

海上风力机的支撑机构一般是指埋入或置于海床之上的基础部分，它也包括水面之上与塔架相连接的部分。海上风力机的支撑结构可以分为两类：

1）固定于海床的结构。

2）柔性或漂浮结构。

固定支撑结构是在油田和天然气行业经常采用的一种结构（见图 16-1），例如钢铁结构（比如套状或三角状）、基于重力的基础或吸力桶。单桩式结构也应用于海上工程中某些特殊的结构中，而且在海上风电场建设中是最常用的一种结构。

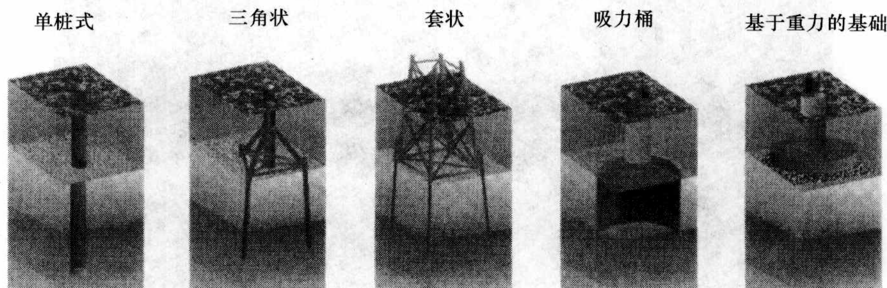


图 16-1　海上风力机固定支撑结构（Lesny，2010）

下面将重点讨论适合在浅水区到中等深度水域中安装的固定式支撑结构。随着水面深度的增加，施加在支撑结构上的载荷也随之增加，并且支撑结构的重量也随之增加，这就会导致设计的费用增加。在这种情况下，柔性或漂浮型支撑结构就体现出更大的优势。但是，柔性或漂浮型支撑结构仍处于研制阶段，因此，包括其发展趋势等相关内容将会在 16-6 节中进行讨论。

16.2.2　固定支撑结构

本节将就单桩式结构的基本概念、承受载荷性能和一些结构细节展开讨论，还会分别论述基于重力的基础、钢铁结构和吸力桶这些形式。

1. 单桩结构

单桩通常是钢管桩结构（见图 16-2）。单桩式支撑结构在水面之上与塔架通过一个被称作过渡件的部件进行连接（见 16.5.1 节）。

作为塔架到海底的延伸，单桩式是最简单的基础结构，但是同时它展现了一个非常复杂的载荷传递，因为各种环境因素和操作因素所带来的载荷将全部作用于单桩式结构上。相比于水平载荷和弯矩来说，垂直载荷和扭矩要小得多，所以大部分的载荷都通过横向弯曲传递到海床中。桩的顶部支撑可以自由活动，而桩与海床通过一个全部的或部分的限动器柔性地连接在一起。从图 16-3 可以看到这一结构。靠近表面的土壤层要有足够的承载力来承载侧面的载荷传递。

到现在为止，单桩也仅仅安装在水深不超过 25m 的地方，这些水域的海浪带来的载荷相对较小。随着水深的加深和随之而来的载荷的增大，再加上风力机的性能要求越来越高，安装单桩式支撑结构需要更大的桩直径和埋入长度，这会导致经济性下降，设计和技术方案难度也会加大。

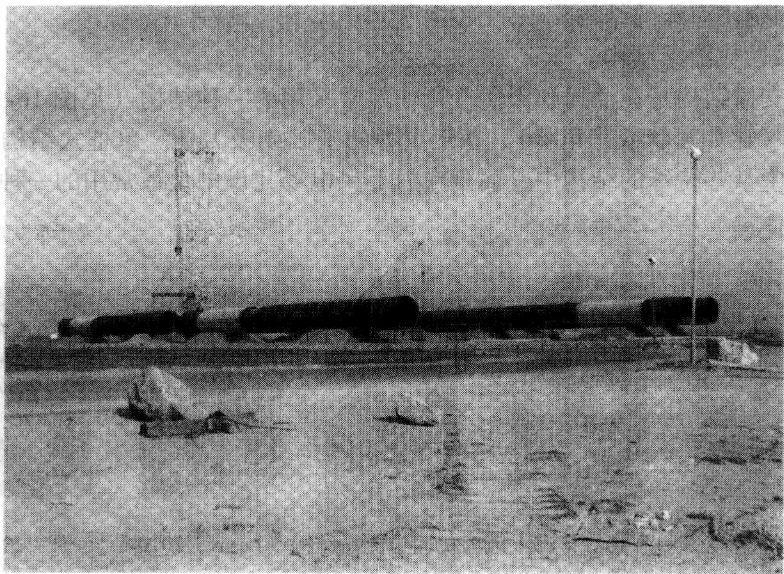


图 16-2 North Hoyle 风电场单桩式结构（© RWE Innogy GmbH）

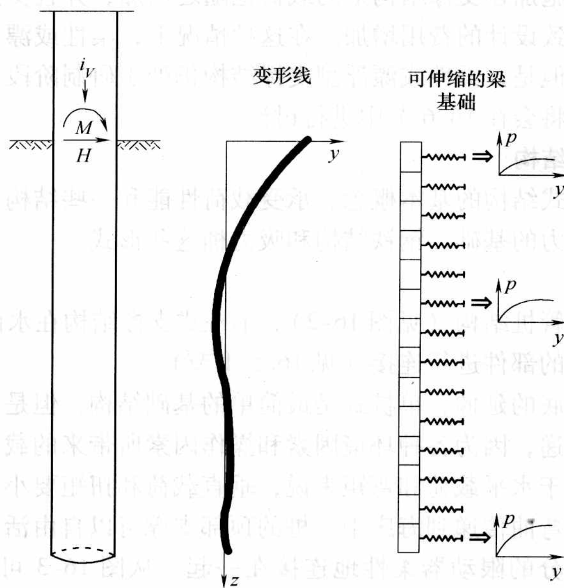


图 16-3 单桩式基础的载荷传递特性

2. 重力式基础

重力式基础典型的形式是混凝土、钢筋或者复合材料的沉箱。沉箱是一个蜂窝状结构（见图 16-4），由于其紧凑的结构，它能够承受很大的流体动力载荷。因此，

一方面沉箱的总体积要足够大来保证其浮动稳定性，另一方面还要有大的本体。这就意味着要在沉箱中填充沙、碎石、混凝土、矿砂或者水来保证沉箱的下沉和在运行期间载荷的传递。第一塔段通常通过一个环形的法兰来连接（见图 16-4）。

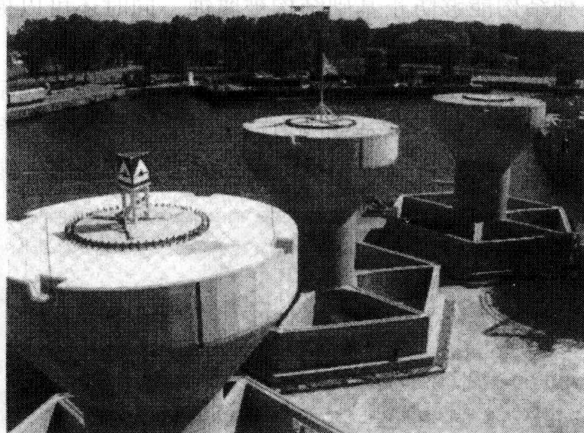


图 16-4　在特殊的驳船上为 Lillgrund 风电场建造的混凝土制造的重力式基础（© HOCHTIEF Construction AG，城市工程和海事工作，汉堡，德国）

与单桩类似，重力式基础将整个结构载荷传递到海床中。载荷以正应力或切应力的形式传递到海床中相当于基础结构直径一倍或两倍的深处（见图 16-5）。因此在选择重力式基础安装的地点时，土壤层相应深度的承载力应该足够大。

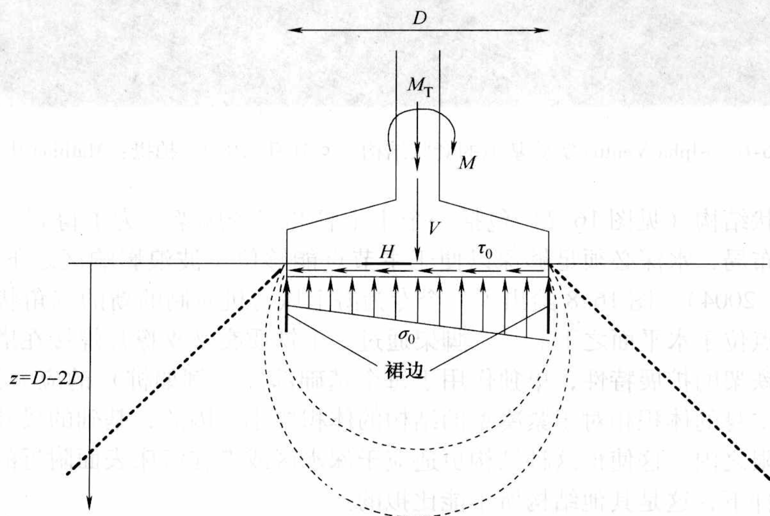


图 16-5　基于重力式基础的载荷传递特性和影响深度

为了防止基础区域的腐蚀，沉箱与土壤的表面不能有缝隙（例如GL，2005）。这样只有压应力可以传递到海床中。为了保证这点，接触面积必须严密并且均匀，这样基础与地面之间才能紧密接触。在基础的边缘部分需安装钢裙或混凝土裙，并深入到土壤中，这种结构能够防止基础结构被腐蚀，同时还可以提高承载力。

3. 钢架结构

海上风力机支撑结构的钢铁结构是套状或三角状结构。这些结构通常通过桩固定在海床中，理论上还需要应用浅基或吸力桶。套状结构通常含有四个斜着安装的支撑脚架（见图16-6），这样可以减小反作用力并且提高动态性能。

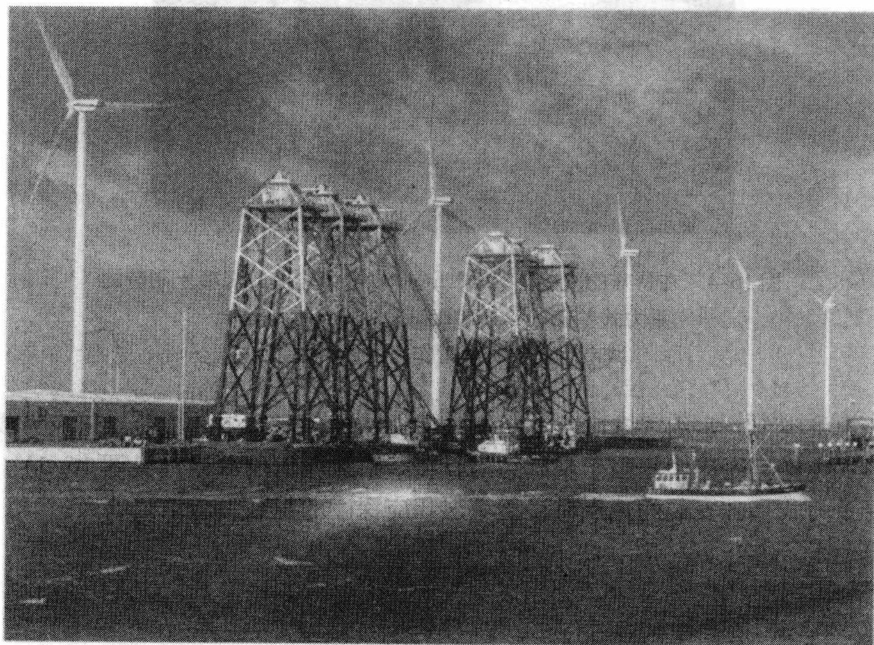


图16-6 Alpha Ventus实验基地的套状结构（© DOTI 2009，拍摄：Mathias Ibeler）

三角状结构（见图16-7）包括一个主干管和三个脚架。为了得到一个稳定合适的节点布局，水深必须足够深以便于主节点能够位于波浪影响区之下（Dörfeldt和Bicker，2004）。图16-8给出了一个专为海上风力机研制的新的三角状结构。此处，主节点位于水平面之下。三个脚架通过一个铁质交叉支撑片焊接在塔架上。

由于铁架的扩展特性，单独作用于每个基础部件（例如桩）的应力就减弱了，并且结构本身的体积相对于紧凑型的结构的体积要小。因此，基础的尺寸仍然处于可行的极限之内，这使得这种结构更适应于深水区或者在海床表面附近的泥层很厚很软的条件下，这是其他结构所不能比拟的。

基础上单个的部件受制于拉力和压力的改变以及施加在结构上的弯矩的改变。对于桩，压力桩通过摩擦阻力和端阻力传递载荷，但是张力桩仅仅通过摩擦阻力传

递载荷（见图 16-9）。水平方向的载荷通过将桩倾斜传递，在垂直的桩上则通过侧面的垫层传递。由于拉力和压力不断变化，土层的刚度将会减弱，这将对整个结构产生不利的影响（见 Byrne 和 Houlsby，2002）。因此，通常通过增加结构的配重来抑制拉力。

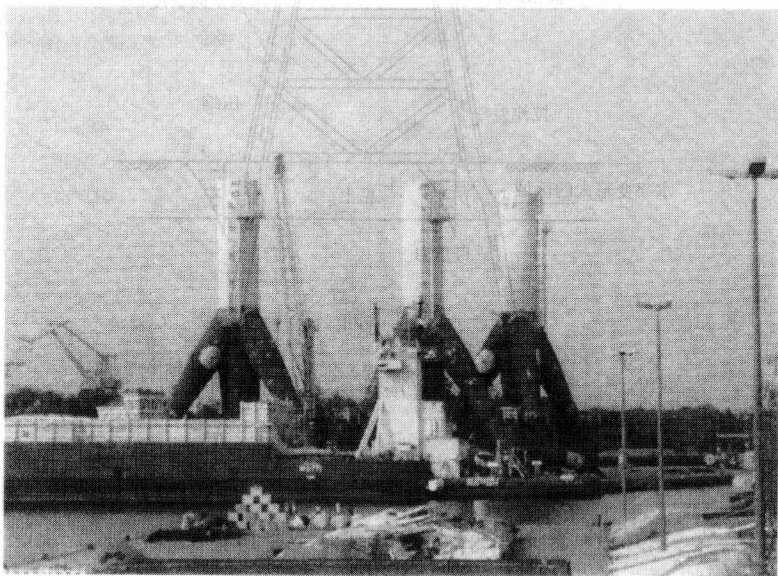


图 16-7　Alpha Ventus 实验基地的三角状结构（© C. Pohl）

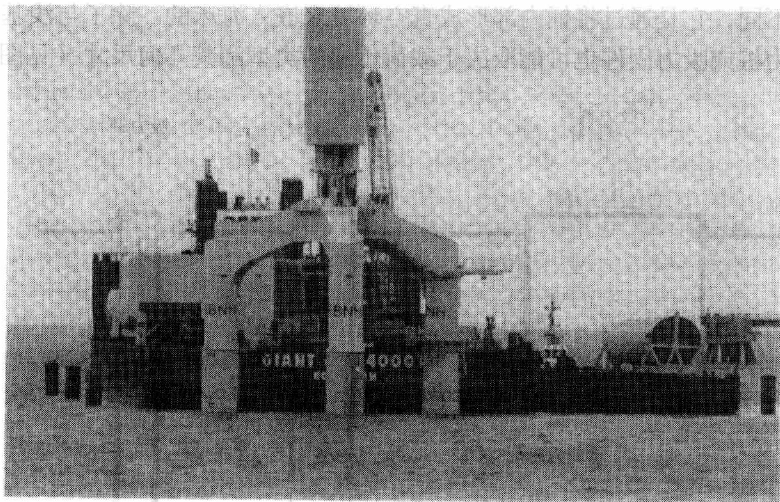


图 16-8　Hooksiel 示范风电场的 BARD 三角状基础（© BARD Engineering GmbH）

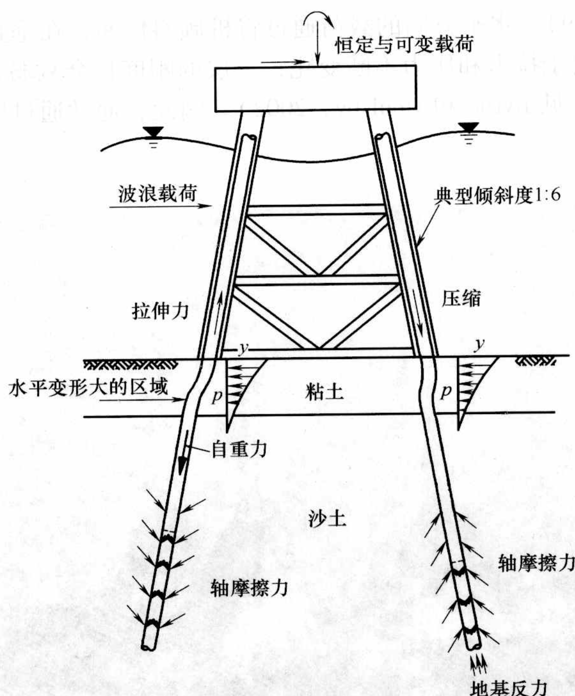


图 16-9　套状基础的载荷-承载力特性（Lesny，2010）

4. 吸力桶基础

吸力桶基础是一个钢质桶桩结构，在顶部闭合。它与传统的基础不同之处在于安装方法不同，它是通过将桶内部形成真空环境来嵌入海床的。除了与浅基对应的吸力桶，吸力桩或吸力固件也可能取决于载荷传递的类型和其几何尺寸（见图 16-10）。

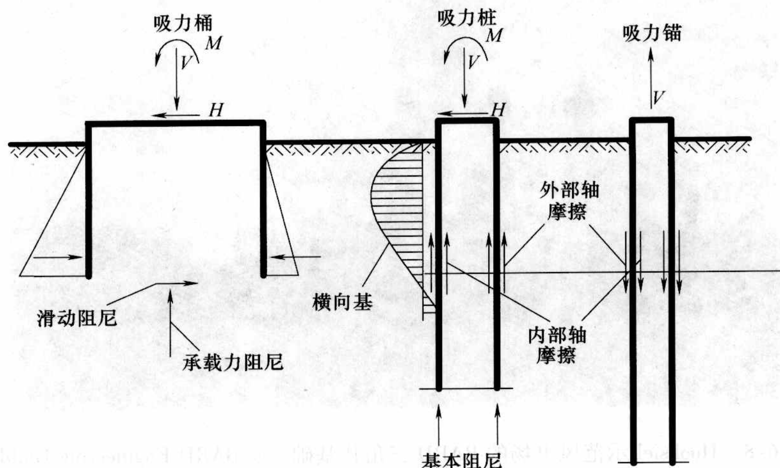


图 16-10　吸力桶、吸力桩和吸力锚的载荷传递特性

与传统的重力式基础类似，吸力桶所受的载荷力也通过嵌入海床的部分传递。嵌入海床的部分能防止基座腐蚀，增加安全性，能够很好地防止因承载力过大而倒下。这种结构需要吸力桶与桶内的土壤严丝合缝，因此必要时必须将接触部分灌浆。

一般情况下，海上风力机的吸力桶基础有两种选择：一种是单吸力桶基础，另一种是展开状的结构，例如套状或三角状。后一种结构是由许多吸力桶组成的。

对于展开状的结构，张力载荷能力是至关重要的，主要取决于嵌入部分的抗剪切承载力。除此之外，张力载荷还产生了一个反作用力，力的大小是由频率和排水状况决定的，受制于孔隙中水的气蚀状况（见 Tjelta，1994；Bye 等，1995；Kelly 等，2003；Houlsby 等，2005）。这种反吸力决定了黏性土壤的最大抗拉承载力。然而，垂直和同时出现的水平张力拉裂缝及力矩载荷会削弱张力能力（Andersen 等，1993；Dyvik 等，1993）。在松散的土壤中由于扩张引起的反吸力取决于土壤的初始密度。当引流发生时，张力能力会短暂的增加（Tjelta，1995；Byrne，2000）。

在海上风力机基础中，吸力桶基础是一种相对较新的概念。到现在为止，仅仅在 Frederikshavn（丹麦）Vestas V90 3MW 的机组中有应用，而且仅仅是作为样机来使用（见图 16-11）。

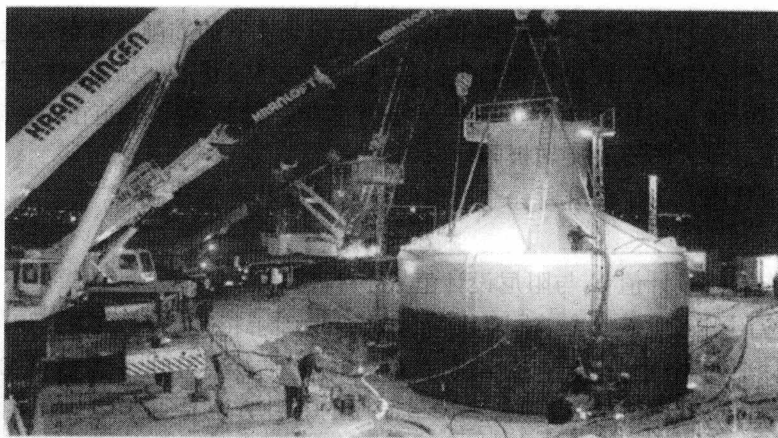


图 16-11　Frederikshavn（丹麦）3MW 海上风力机吸力桶基础原型（lbsen，2008）

16.3　设计方法和技术

16.3.1　设计理念

根据海上风力机相关的设计准则（例如 DNV，2004；根据 API，2000 编写的

GL, 2005; BSH, 2007)，在环境和运行载荷的影响下，在整个运行周期中设计的基础必须保证它的稳定性，并且它的变形不能影响风力机的使用寿命。在实际中经常采用图16-12所示的两级结构设计法（详情见Lesny, 2010）。

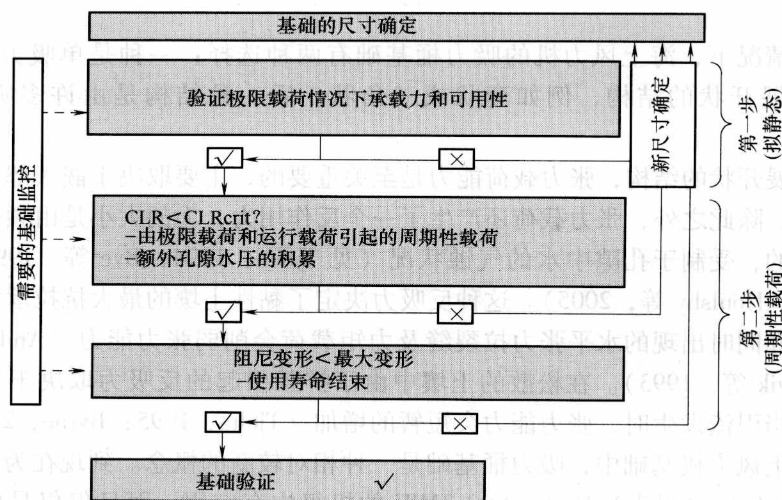


图16-12　海上风力机基础的两级结构设计

在设计阶段的第一级，要根据重复频率极端条件下的准静态载荷决定基础的尺寸。为了实现该目标，应该确定两个极限状态。在极限状态，极端事件下适当的安全性应该得到确认；在使用的可靠性极限状态中，结构的变形范围应该确定，例如，不能超过最大的机舱旋转极限。

在极限状态，为了研究每一个故障状态，极限状态方程式

$$E_d \leq R_d \tag{16-1}$$

将动作影响设计值E_d与阻尼设计值R_d进行比较。

通过应用引入所需安全范围的分项系数，得到了特征值E_k与R_k，由此确定动作影响设计值与阻尼设计值。分项系数可以由多种方法得到（详情见Eurocode7, 2005和Lesny, 2009中的讨论）。其中最简便的一种方法是直接将分项系数（γ_F和γ_R）应用到动作影响表达式和阻尼表达式的结果中：

$$E_d = E_k \gamma_F \tag{16-2a}$$

$$R_d = \frac{R_k}{\gamma_R} \tag{16-2b}$$

安全因子在相应的设计准则中有具体的介绍（例如GL, 2005; DNV, 2004）。

可靠性极限状态的极限状态方程式包含与现有形变的比较。其中，形变不考虑安全因子的影响。

在设计阶段的第二级，在包含间歇性极限状况的环境影响所导致的连续的周期

性载荷作用下，分析了基础的运行特性。在此阶段，保证结构的极限形变不超过其使用寿命是很重要的。

在本阶段，首先要估计周期性载荷积累引起的气孔水压范围，在更进一步的设计中仍然会考虑这一因素，另外，必须要确保工作状态时基础不会发生故障。例如，如果一个重要的对于基础必须定义的周期性载荷比例超出了范围并且发生形变后不再稳定，这就会导致故障。如果渐进破坏可以排除，可以计算出由周期性载荷所引起的累计变形，并可与风力机的可靠性极限值进行比较。

16.3.2　基础的尺寸

1. 单桩结构

对于单桩基础，设计的因素包括直径、埋入深度和墙体厚度。单桩结构标准的设计方法是 p-y 法，它基于弹性基础的横梁模型，将土壤理想化为一系列独立的弹簧（见图 16-3）。在本设计方法中土壤的非线性特性近似成弹簧刚度的非线性特性，即 p-y 特性曲线，它表征了在管深度为 z 时，地基反力 p 与水平位移 y 的关系。

已经针对多种土壤绘制了 p-y 曲线，它是根据管径小于 1m 的桩经过一系列的现场测试得到的。图 16-13 是一个典型的由 Reese 等 1974 年绘制的沙的 p-y 曲线。

图 16-13 所示的原点附近的梯度 $k \cdot z$ 与由关系式 $k = E_S/D$ 得到的土壤刚度有

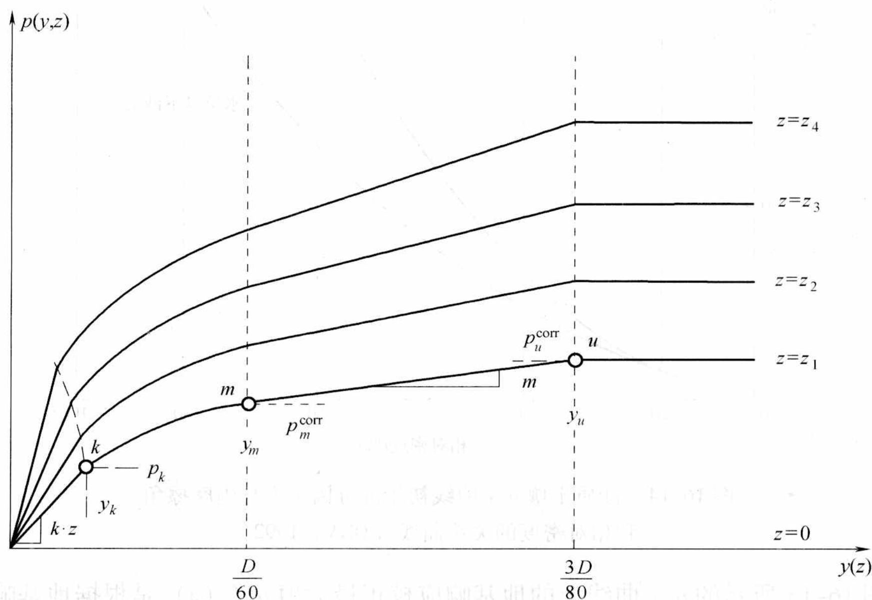


图 16-13　沙质土壤不同深度 z 下的 p-y 曲线，根据 Reese 等（1974）绘制（Lesny，2010）

关，其中 E_S 为土壤的固结仪模量，D 为管径（Terzaghi，1955）。由于原点附近的梯度随着深度 z 线性增加，故土壤的刚度也被认为是线性增加的。在 DNV（1992）中，因子 k 是土壤密度与相应的内部摩擦角的比例关系（见图 16-14）。

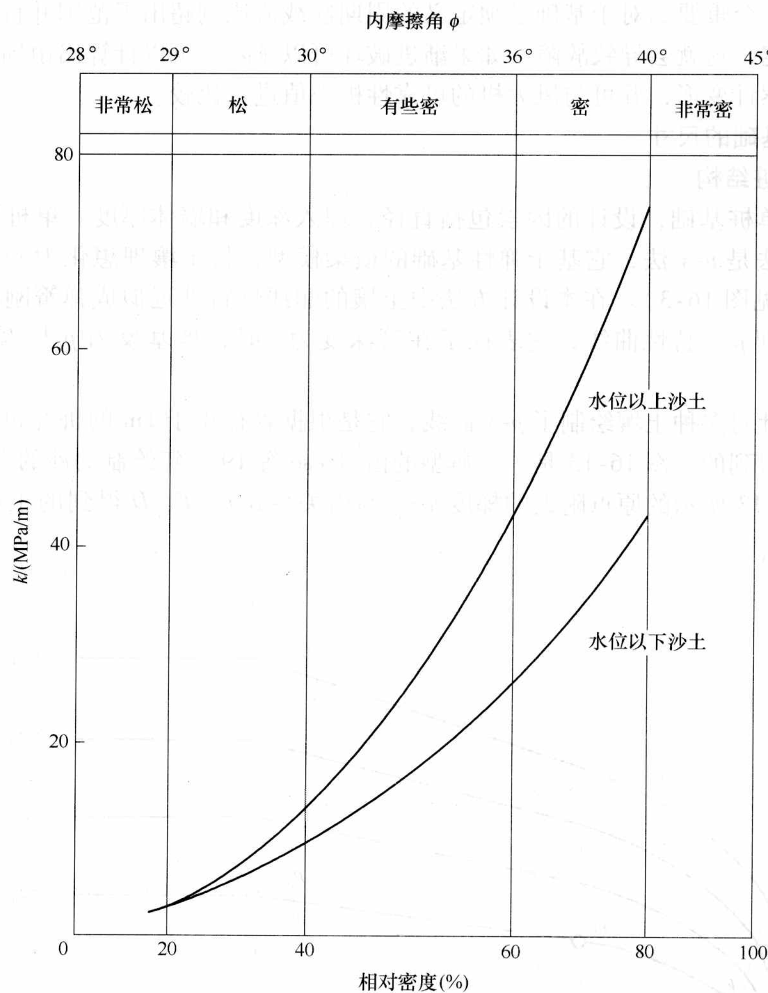


图 16-14　沙质土壤 p-y 曲线初始部分因子 k 与内摩擦角和相对密度的关系曲线（DNV，1992）

图 16-13 所示的 p-y 曲线上的地基响应校正最大值 p_u^{corr}（z）是根据地基响应 p_u（z）的理论最大值确定的。这个值以两种故障模式为基础，这两种故障模式取决于管深度 z（Parker 和 Reese，1971；Reese 等，1974）。在接近海底表层的区域采用了如图 16-15 所示的三维地表压力模型。

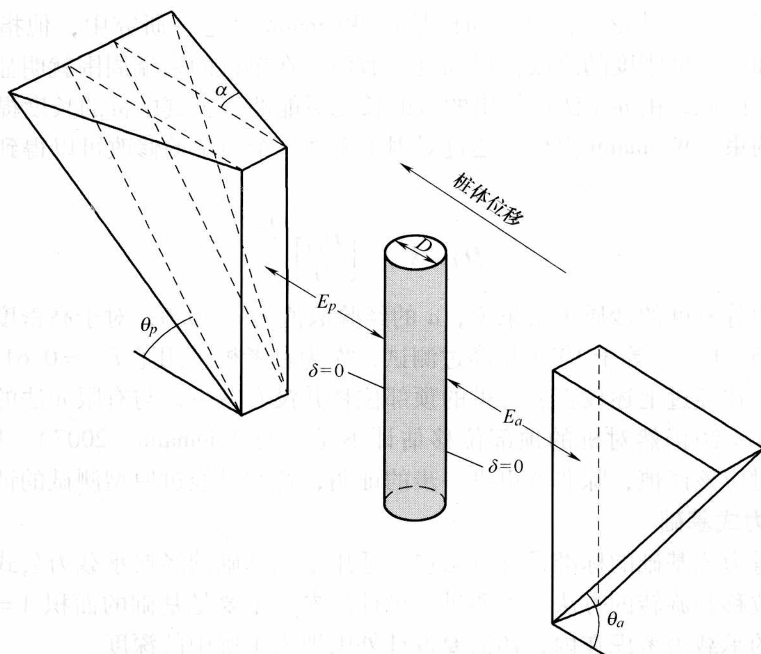


图 16-15　计算沙质土壤近表面区域最大地基反力的失效模型，根据 Reese 等（1974）(Lesny，2010)

在更深的区域采用的是二维故障模型。在二维模型中，桩周围区域的土壤都以理想的立方体元素来表示（见图 16-16）。模型假设只有水平方向会发生形变，垂直方向不会。更多关于 p-y 模型的具体内容和各种 p-y 曲线的概述被给出，例如可以在 Reese 和 van Impe（2001）以及 Lesny（2010）中找到。

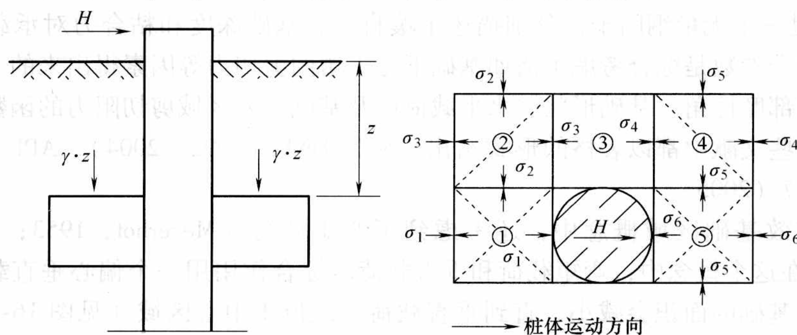


图 16-16　计算沙质土壤更大深度区域最大地基反力的失效模型，根据 Reese 等（1974）(Lesny，2010)

p-y 法可以在单桩直径高达 6m 时应用，如果海底土质沙含量比较大，譬如在北海南部，甚至可以在直径大于 6m 时还可以应用。Wiemann 在 2007 年用有限元

分析也证实了这一结论。但是，同样是在 Wiemann 的这一研究中，他指出了随着深度的增加，土壤刚度随之线性增加这一假设，在单桩的末端周围就明显比实际的刚度要大。因此，由 p-y 法计算出的桩的长度不能够为土壤中桩的长度提供一个足够严格的约束。Wiemann 提出，通过对因子 k 做一个简单的修改可以得到一个完全约束：

$$k^*(D)=k_{ref}\cdot\left[\frac{D_{ref}}{D}\right]^{\frac{4(1-a)}{4+a}} \quad (16\text{-}3)$$

对于中等密度的沙质土壤来说，a 的经验取值为 $a\approx0.6$；对于高密度的沙质土壤，$a\approx0.5$。Reese 等于 1974 年经过测试，作为参考桩采用了 $D_{ref}=0.61$。

但是，在经过上述校正后，桩的顶部位移并没有减少，与有限元法的结果相比较，采用 p-y 法仍然对桩的顶部位移估计不足（见 Wiemann，2007）。因此，p-y 法在应用时应该谨慎，除非有更进一步的证明，特别是经过原型测试的证明。

2. 重力式基础

基于重力式基础的标准设计方法包含适用于浅基础的经典承载力公式，还包括计算基础位移和旋转的方法。需要进行设计的参数主要是基础的面积 $A=a\cdot b$，如果将外围的承载力考虑在内，还需要设计外围埋入土壤中的深度。

在有水流情况下，重力式基础的承载阻尼特征值为（Buisman，1940；Terzaghi，1954）：

$$R_{n,k}=a\cdot b\cdot[\underbrace{\gamma_{2,k}\cdot b\cdot N_b}_{\text{土壤自重}}+\underbrace{\gamma_{1,k}\cdot d\cdot N_d}_{\text{嵌入深度}}+\underbrace{c'_k\cdot N_c}_{\text{粘合力}}] \quad (16\text{-}4)$$

承载力是一个垂直的阻力，并且与式（16-1）框架中基区的合成垂直载荷做对比。在式（16-4）中，a 和 b 分别是基础的长度和宽度，d 是嵌入深度，c'_k是有效粘合力的特征值，$\gamma_{1,k}$和 $\gamma_{2,k}$分别是基础上侧和下侧土壤的单位重量特征值。N_b、N_d和 N_c是三个无量纲因子，分别描述土壤自重、基础深度和粘合力对承载力的影响。这三个参数是综合考虑了诸如基础下方土壤的剪切力等因素得出来的。其中剪切力是内部摩擦角、基础形状、水平载荷以及基础嵌入区域剪切阻力的函数。这些参数在一些文献中都以表格的形式给出，例如 DNV（1992，2004），API（2000），Eurocode 7（2005）。

在有效基础区域概念中，还考虑到了弯矩载荷（Meyerhof，1953；de Beer，1963）。在这个概念中，弯矩载荷和垂直载荷的综合作用用一个偏心垂直载荷来代替，并且基础的面积会减小，直到垂直载荷再次位于中心区域（见图 16-17）。对于一个长方形的基础来说，有效的基础面积为

$$A'=a'\cdot b'=(a-2\cdot e_a)\cdot(b-2\cdot e_b) \quad (16\text{-}5)$$

这种情况下，在承载力计算范围内，基础面积的实际值必须用有效值来代替。

在没有水流的情况下，承载阻尼为

$$R_{n,k}=a\cdot b\cdot(\gamma_{1,k}\cdot d+c_{u,k}\cdot N_c) \quad (16\text{-}6)$$

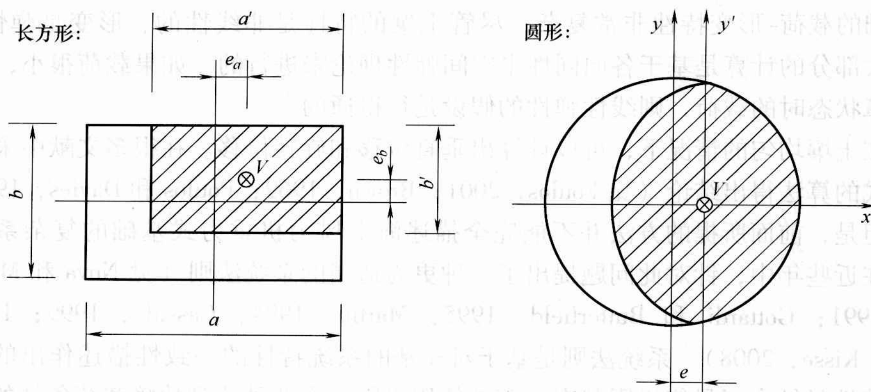


图 16-17　有效基础面积的概念（Lesny，2010）

在式（16-6）中，设定无水流情况的剪切力 $c_{u,k}$ 不随深度变化而变化，为一常数。但是一般情况下，如果土壤结块或者稍微结块，无水流的剪切力就会随着深度的增加而增加。这样，若深度达到一定值时，承载剪切力就会受到影响（见 16.2.2 节）。文献中也有关于此问题的讨论，例如，Houlsby 和 Wroth（1983），Kusakabe 等（1986），Tani 和 Craig（1995），Ukritchon 等（1998），Liyanapathirana 和 Carter（2005）。

在水平载荷作用下，沿着基础或沿着外围的末端都可能会发生滑动。在松软的和结实的土壤层的边界处也可能发生问题。在无水流的情况下，水平滑动阻尼 $R_{t,k}$ 定义为

$$\text{土壤中的剪切面}: R_{t,k} = A \cdot c'_k + V_k \cdot \tan\varphi'_k \tag{16-7a}$$

$$\text{基础底面剪切面}: R_{t,k} = V_k \cdot \tan\delta_{S,k} \tag{16-7b}$$

在式（16-7）中，V_k 是垂直载荷的特征值，c'_k 和 φ'_k 分别为有效粘合力和有效内摩擦角。A 是在力矩载荷作用下的全基础面积或有效基础面积。参数 $\tan\delta_{S,k}$ 是表征基础末端粗糙度的参数，通常情况下对于现浇铸的基础 $\tan\delta_{S,k} = \tan\varphi'_k$，对于以前浇铸的基础 $\tan\delta_{S,k} = 2/3 \cdot \tan\varphi'_k$。在无水流情况下滑动阻尼为

$$R_{t,k} = A \cdot c_{u,k} \tag{16-8}$$

在式（16-8）中，$c_{u,k}$ 是土壤无水流剪切力的特征值。DNV（2004）将载荷倾角限制在 $H_k/V_k = 0.4$。

如果海底足够坚硬，弯矩也可能会对基础造成倾覆。但是，由于旋转点很难计算，反倾覆的措施通常采用限制最大载荷偏心率来替代（见 DNV，2004）。对于海上重力式基础，隆起的安全防范作为第二条件不可避免地要遵守，否则，重力式基础将不可用。

对于重力式基础来说，垂直位移和旋转是很重要的。它们主要通过应力和历史形变、实际的应力水平、内置土壤的超固结率和非内置土壤的初始密度来控制。由

于基础的载荷-形变特性非常复杂，尽管土壤的特性是非线性的、形变是弹性的，但是大部分的计算是基于各向同性半空间弹性理论来进行的。如果载荷很小，远小于故障状态时的载荷，则线性弹性的假设是行得通的。

在土壤均匀的情况下，可以计算出垂直位移和旋转位移。在很多文献中采用闭合形式的算法得出结论（见 Poulos，2001；Brown，1969；Poulos 和 Davies，1974）。

但是，前面所提的方法并不能完全描述海上风力机重力式基础的复杂系统特性。在近些年中，针对此问题提出了一种更为适当的系统法则（见 Nova 和 Montrasio，1991；Gottardi 和 Butterfield，1995；Martin，1994；Cassidy，1999；Lesny，2001；Kisse，2008）。系统法则是基于对浅基的系统特性的一致性描述作出的，其系统特性是结合了最终极限状态和正常使用极限状态两种达到故障载荷条件的状态下得到的。Kisse 和 Lesny（2008）提出了系统法则在海上风力机中的一般应用准则。

对于结构的外围和销钉的嵌入阻尼，可以参考 DNV（1992）或 Tjelta 等（1986）。

3. 钢架结构

对于将钢架结构固定在海床上的轴向载荷桩来说，需要设计的参数包括桩子的直径，嵌入土壤中的长度和墙的厚度。

在极限状态下应用的压力桩的特征阻尼可以通过基本阻尼和轴摩擦来计算：

$$R_{1,k} = q_{b1,k} \cdot A_b + \int_z (q_{s1,k}(z) \cdot A_s(z))\,\mathrm{d}z \tag{16-9}$$

式中，$q_{b1,k}$是桩子的基本阻尼特征值，$q_{s1,k}(z)$是深度 z 处桩子轴摩擦力特征值，A_b为基础的面积，A_s是对应于相应的直径桩子的轴面积。对于张力桩仅考虑桩子的轴阻尼。

在连接区域，粘性土壤的基本阻尼取决于土壤的无水流剪切力：

$$q_{b1,k} = N_{c0} \cdot c_{u,k} \tag{16-10}$$

一般取承载力系数 $N_{c0}=9$。非粘性土壤的基本阻尼为

$$q_{b1,k} = \sigma'_v N_{d0} \leqslant q_{b1,k,max} \tag{16-11}$$

式中，σ'_v是有效垂直压力，N_{d0}为承载力因子。表 16-1 给出了各种土壤条件下的承载力因子 N_{d0}和基本阻尼的极限值 $q_{b1,k,max}$。

桩子内部和外部的轴摩擦取决于总应力（α 法），有效应力（β 法），或者两者的结合（λ 法）。

对于粘性土壤，经常采用α 法，它是基于土壤的无水流剪切力 $c_{u,k}$（z）计算得到的：

$$q_{s1,k}(z) = \alpha \cdot c_{u,k}(z) \tag{16-12}$$

参数α 是根据 DNV（1992）和 API（2000）定义的：

$$\alpha = 0.5 \cdot \left(\frac{c_{u,k}}{\sigma'_v}\right)^{-\Psi} \leqslant 1.0 \quad 其中\ \Psi = \begin{cases} 0.5 & \frac{c_{u,k}}{\sigma'_v} \leqslant 1.0 \\ 0.25 & \frac{c_{u,k}}{\sigma'_v} > 1.0 \end{cases} \tag{16-13}$$

表 16-1　根据 DNV（1992）和 API（2000），非粘性土壤的界面摩擦角 δ_k，承载力因子 N_{d0}，基本阻尼的极限值 $q_{b1,k,max}$ 和轴摩擦 $q_{s1,k,max}$

土壤	δ_k(°)	$q_{s1,k,max}$/(kN/m²)	N_{d0}	$q_{b1,k,max}$/(MN/m²)
非常松的土壤、松软的沙-淤泥、中等密度的淤泥	15	47.8	8	1.9
松软的沙、中等密度的沙-淤泥、高密度的淤泥	20	67.0	12	2.9
中等密度的沙、高密度的沙-淤泥	25	81.3	20	4.8
高密度的沙、非常高密度的沙-淤泥	30	95.7	40	9.6
高密度的砂石、非常高密度的沙	35	114.8	50	12.0

β 法主要应用于非粘性土壤，但是应用在粘性土壤中更为合适（见 Burland，1973；Meyerhof，1976），轴摩擦是由有效超载荷压力 σ'_v 得出的：

$$q_{s1,k}(z) = K \cdot \tan\delta_k \cdot \sigma'_v(z) = \beta \cdot \sigma'_v(z) \tag{16-14}$$

式中，K 是地面压力系数，$\tan\delta_k$ 为界面摩擦角，通常情况下 $\delta_k \approx \varphi'_k$。但对于更大的位移，土壤的剩余剪切力更合适，即 $\delta_k = \varphi_{res,k}$（见 Randolph，1983）。对于普通固结的土壤来说，K 值由静止时增强的土壤压力 K_0 得到（Meyerhof，1976）：

$$K = 1.5 \cdot K_0 \tag{16-15}$$

对于超固结土壤，Mayne 和 Kulhawy（在 Randolph 和 Murphy，1985）将 K 表示为超固结率 OCR 的函数：

$$K = 1.5 \cdot K_0 \cdot OCR^{\sin\varphi'_k} \tag{16-16}$$

对于无粘性土壤，在 DNV（1992）和 API（2000）中给了 K 一个简单的定义，根据表 16-1 对轴摩擦给出一个上限：

$$K = \begin{cases} 0.8 & 有土塞的开口桩 \\ 1.0 & 无土塞的开口桩或者封闭式桩 \end{cases} \tag{16-17}$$

在 λ 法（Vijayvergiya 和 Focht，1972）中，平均的轴摩擦是垂直应力平均有效值 $\bar{\sigma}'_v$ 和无水流剪切力 $\bar{c}_{u,k}$ 的函数：

$$\bar{q}_{s1,k} = \lambda \cdot (\bar{\sigma}'_v + 2 \cdot \bar{c}_{u,k}) \tag{16-18}$$

Kraft 等于 1981 年将 λ 定义为桩-土壤刚度 K_s 的函数：

$$\text{对 NC 粘土：}\lambda = 0.178 - 0.016\ln K_s \tag{16-19a}$$

$$\text{对 OC 粘土：}\lambda = 0.232 - 0.032\ln K_s \tag{16-19b}$$

其中

$$K_s = \frac{\pi \cdot D \cdot q_{s1,k,max} \cdot L^2}{(EA)_{pile} \cdot t_{max}} \tag{16-19c}$$

式中，D 和 L 分别是桩子的直径和嵌入深度，EA 是桩子的轴向刚度，$q_{s1,k,max}$ 是最大轴摩擦，t_{max} 是为了移动所需的位移。

除了这些方法外，在近些年还开发了一些其他的方法，其中桩子的承载力是由现场的实地调查得出的。最著名的方法是基于锥尖阻力 $q_{c,k}$ 的方法，锥尖阻力是通过锥渗透试验（CPT）来测量的。

在基于 CPT 的方法中，假定锥的渗透程度对应一个模型桩。Toolan&Fox（1977），Young（1991）和 DNV（1992）将基本阻尼和轴摩擦定义为

$$q_{b1,k} = \begin{cases} 0.7 \cdot q_{c,k} & OCR = 2 \sim 4 \\ 0.7 \cdot q_{c,k} & OCR = 6 \sim 10 \end{cases} \leqslant 15\text{MN/m}^2 \tag{16-20a}$$

$$q_{s1,k} = \begin{cases} q_{c,k}/300 \leqslant 120\text{kN/m}^2 & \text{压缩} \\ q_{c,k}/400 & \text{拉伸} \end{cases} \tag{16-20b}$$

更多关于设计桩承载力的细节可以在 Jardine 等（2005），Lehane 等（2005），Clausen 等（2005）和 Kolk 等（2005）中找到。

基于 CPT 的设计方法相对于前面的标准设计方法有了很大的改进。但是，静态桩载荷实验的对比表明，桩内部土壤的填塞方式会对结果造成很大的影响，特别对于钢管桩尤为明显（见 Jardine 等，2005；Clausen 等，2005；Lehane 等，2005；Xu 等，2005）。所以，目前利用前述的方式还很难可靠地预测桩的承载力。

考虑到可能出现群桩效应，参考文献中介绍了一些方法，例如 Poulos 和 Davis（1980）对轴向受力桩的论述，Brown 等（1988），Remaud 等（1998），McVay 等（1998）对横向受力桩的论述。

4. 吸力桶基础

运行状态下吸力桶基础的设计是根据前面介绍的重力式基础或者钢架结构的设计完成的，取决于吸力桶的结构布局和几何尺寸。Houlsby 和 Byrne（2005a，20058）论述了安装期间非粘性和粘性土壤渗透阻尼的估计方法，Feld（2001）讨论了非粘性土壤的估计方法。

16.3.3 周期性载荷下基础的运行特性分析

对于海上风力机的基础来说，一般认为其使用寿命为 50 年。因此，在分析运行特性时必须考虑在此周期内周期性载荷的影响，包括间歇性极端状况的发生。所有相关的指导法则均应对此作出分析，但是这种评估以何种形式表现并不能完全确

定。这是因为基础在周期性载荷下的运行特性非常复杂，到现在也没有一个令人满意的设计方案。

周期性载荷会引起基础附近的塑性应变（周期性蠕变）的累积，随之而来的是土壤的硬化（通常在固结粘土或松软的沙土中）或软化（通常在超固结粘土或紧密的沙土中）。此外，还可能导致过大的孔隙水压力，这与引流情况有关（系统几何形状，土壤的渗透性，载荷频率）。周期性蠕变主要受土壤周期性应力比 *CSR* 影响。*CSR* 定义为

$$CSR = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)_{cyc}}{(\sigma_1 - \sigma_3)_{max,stat}} \tag{16-21}$$

式中，$(\sigma_1 - \sigma_3)_{cyc}$是周期性偏应力，$(\sigma_1 - \sigma_3)_{max,stat}$为静态条件下失效偏应力。其他的影响因素还包括周期性载荷幅值、周期性载荷数量、载荷频率和应力历史等。

在 *CSR* 很高时，形变增量随之增加，这会导致部分土壤在经过几个周期后逐渐失效。若 *CSR* 可以保持在相当小的数值范围内，形变增量的减小以及周期发生的次数增多会使形变逐渐稳定，只有在很多周期后才会失效。尤其是在粘性土壤中，在经过一定的周期性载荷后，可以观察到当 *CSR* 很小时，塑性形变增量几乎为零，稳定性很高（见图 16-18）。

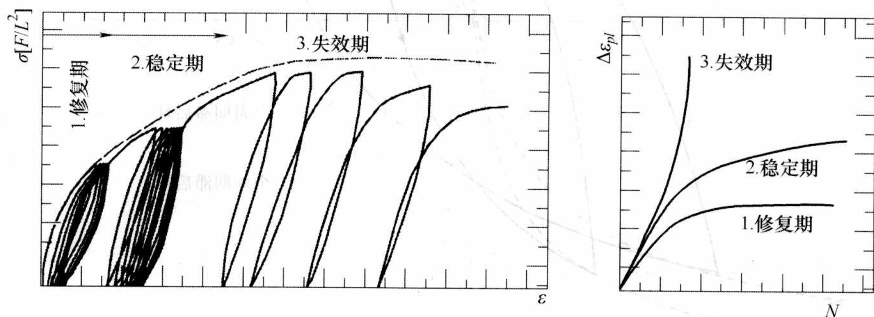


图 16-18　循环性载荷作用下土壤特性（Lesny 和 Hinz，2009）

在周期性载荷下，横向载荷桩也有其 *p-y* 曲线，详见 Matlock（1970）和 Reese 等（1974），但是采用这些文章中的方法所绘制的曲线仅包含一个平面的恶化曲线。Dunnavant 和 O'Neill（1989）与 Long 和 Vanneste（1994）提出了一种方法，其中 *p-y* 曲线的恶化与周期性载荷发生次数有关。但是，上述方法结论都是基于一部分的周期性载荷试验得到的，并且诸如土壤硬化或软化等因素并没有（明确地）考虑进去。对于单桩基础来说，高的周期性载荷次数会使基础性能变得很不理想（相关讨论见 Lesny，2010）。

对于周期性载荷仅粗略地考虑了其对轴向桩的承载力影响，例如，减少周期性载荷在总载荷中的比例或者总体减少静态桩的承载力（Schwarz，2002）。许多作者

采用了与图 16-3 所示类似的流变弹簧模型，通过修改基于周期性载荷的弹簧模型刚度（Karlsrud 等 1987；Karlsrud 和 Nadim，1990；Swinianski 和 Sawicki，1991）。Poulos（1981，1983）基于边界元方法提出了一种分析桩承载力的方法。在这种方法中，根据 Idriss 等（1978）提出的退化概念考虑了周期性载荷的影响，退化概念描述了周期实验中滞后环的形状改变（见图 16-19）：

$$\delta = \frac{E_{SN}}{E_{S1}} = \frac{\varepsilon_{C1}}{\varepsilon_{CN}} = N^{-a} \tag{16-22}$$

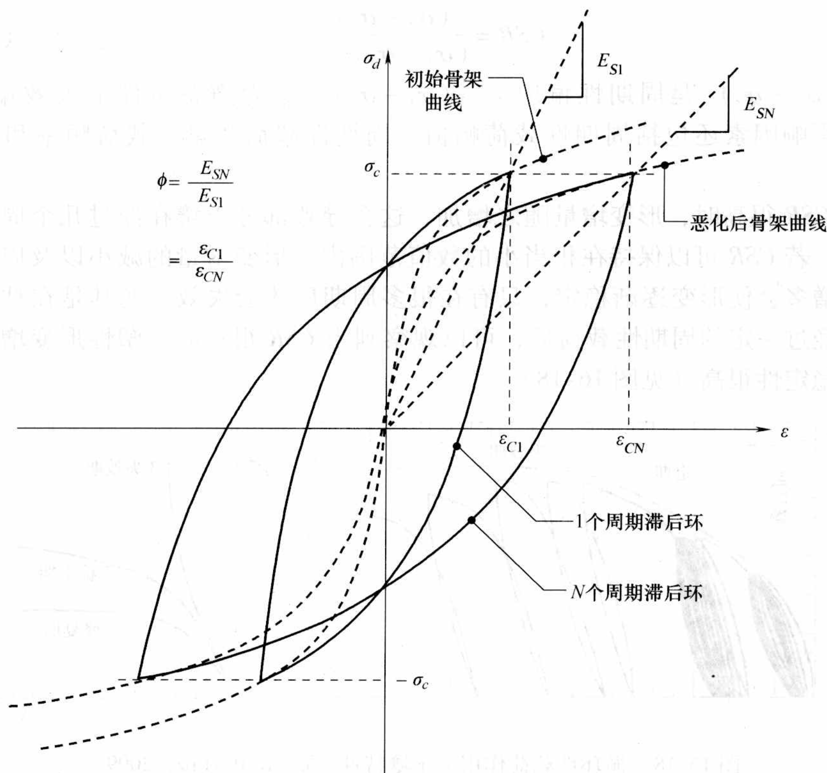


图 16-19　压控周期性无水流三维测试中第一个和第 N 个周期的滞后环（Moses 和 Narasimha Rao，2003）

周期性载荷下吸力桶基础的性能在 Kelly 等（2003）、Houlsby 等（2005）、Jostad 等（1997）和 Clukey 等（1995）的著作中有所分析。16.3.2 节中提到的扩展系统法则被 Byrne 和 Houlsby（2000）应用到了周期性载荷下的吸力桶数值模型的性能分析中。

England 等（1997）、Sawicki 等（1998）和 Craig（2004）的著作中对粘性土壤中重力式基础的运行特性进行了研究。挪威岩土工程研究所针对重力式基础提出了一种设计概念，这个概念基于土壤机械元测试和标准的设计流程的结合，用来估计

基础的稳定性（见 Andersen，1976；Andersen 和 Lauritzsen，1988；Andersen，1992）。

Hinz（2009）在设计一个单桩基础时采用了这种方法。在这种方法中，进行了周期性的多级三维测试来研究不同强度的周期性载荷下的土壤特性。这些测试的结果可以在图 16-20 中看到。

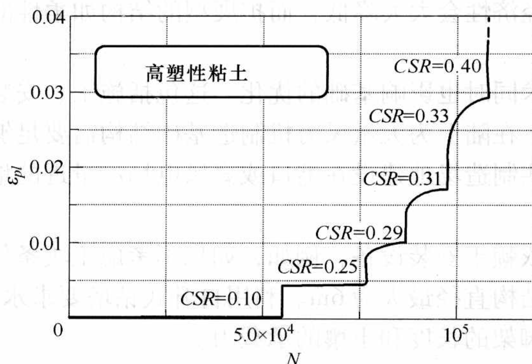


图 16-20　高塑性粘土多级三维测试的结构（Lesny 和 Hinz，2009）

从图 16-20 可以看到在每一个 CSR 段塑性形变都保持稳定，在 CSR 段下面导致渐进性破坏。在每段 CSR 积累的塑性形变可以通过使用式（16-22）中的降阶概念的幂律得到。不同的循环应力比对应的应力水平可以按著名的 Miner 规则（见 Hinz，2009）来确定。

测试结果可以通过一个有限元惯例或一个譬如 Ashour 和 Norris（1998）提出的张力楔方法这样的标准设计方法来实施（见 Hinz，2009；Lesny 和 Hinz，2009）。通过这种方法，土壤的累积塑性形变可以在不同的应力水平及任意的发生次数下计算出来。

16.4　特定场地设计优化

16.4.1　设计准则

海上风力机基础的设计要根据不同的因素来具体确定，这些因素包括特定风电场的自然条件或者可用的建设安装技术。

基础的设计主要受风电场区域底土的影响。底土条件决定了基本的基础类型，也就是说，是适合浅基础（例如，基于重力式基础）还是深基础（例如，套状基础），是否需要准备海床或更深的土壤的改进措施。根据实际的载荷情况，底土的承载力决定了基础的尺寸大小。

但是，基础设计的优化主要受限于风电场底土的空间变化性。至少在风电场中的某个区间土质是同性的，这就可以利用标准的设计方法进行设计，并且进行预制

和批量生产。因此，大量的实地调研对于可靠的确定每台风力机建造地点的土质条件是最基本的。实地调研的结果可以确定风电场属何种典型的土壤，由此作为设计早期开发合适的基础的依据。

除了土壤条件外，水深也是选择合适的基础类型的一个决定性因素，因为水深的增加会直接导致合力矩和浮力的增加。特别是诸如重力式基础或者单桩结构这些紧凑型的基础，其经济性会大大降低，而扩展型的结构如柔性的或漂浮型的结构相对较好。

可用的施工技术同时也影响基础的优化。这包括施工、安装的方法和现有的或新开发技术的应用。在陆上为大量风力机制造基础结构需要足够的制造设备和存储空间，还需要将这些制造场地建设在港口或离风电场尽量近的地方，以减少海上运输费用。

设计和施工还依赖于安装设备，例如，如果不考虑土壤条件，通过最新打桩安装设备安装的单桩结构直径最大为6m。利用自升式钻塔要求水深不超过40～50m，具体深度要看它的脚架的长度和土壤的承载力。

在设计优化中，离岸环境下运行期间的监测和维护也需要考虑。通常，对一个风电场来说都有一个强制的最大使用年限，达到年限之后，基础的搬迁对于一个风电场来说是一个强制的要求。

16.4.2 结构布局

基础结构布局优化的一个主要目的是减轻载荷作用。例如，波浪载荷作用在圆柱形的结构上会产生与其直径不成比例的应力的增加（见 Mittendorf 等，2004）。这对于单桩基础来说非常重要，因为其直径很大，并且对于水平载荷和弯矩载荷都很敏感。自海床部分向上到达波浪区域逐渐减小桩的直径可以很容易减轻波浪载荷。

对于海上风力机来说，在静止的水层区域，通过形成一个冰锥可以有效减小冰载荷作用。图 16-21 给出了两种可行的布局，可以向上破冰，也可以向下破冰。通常会采用向下破冰的方式，如在图 16-4 中 Lillgrund 风电场重力式基础采用的就是

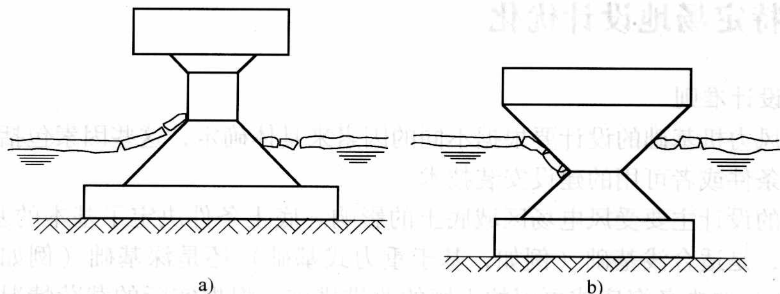


图 16-21 圆锥形结构（Wagner，1990）

a）向上破冰锥 b）向下破冰锥

这种布局。

基础周围会发生冲刷效应，尤其是在松软的非粘性沉淀物环境下，这会影响基础的承载力性能，在优化结构布局时也应该加以考虑。由于预测冲刷的深度非常困难（见 Lesny，2001 的讨论），通常会安装防冲刷保护。

防冲刷保护最简单的形式是安装填充石头的容器或填充沙石的土工织物容器（见图 16-22）。但是，这些措施都没有过滤功能，因此会出现淤灌的现象，同时还会接触腐蚀物，在防冲刷保护的边缘造成二次冲刷。当波浪很大时，石块或沙袋还有被冲走的危险。

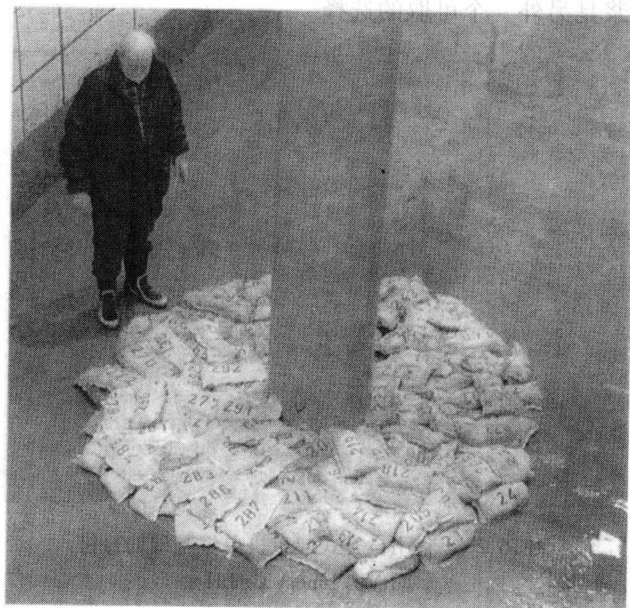


图 16-22　单桩周围利用土工织物容器作为防冲刷保护
（© Forschungszentrum Küste）

因此，更为合适的做法是安装矿物或土工织物过滤器。矿物过滤器分级由基层填充层覆盖。土工织物过滤器是由织物或非织物或两者的结合构成。它们上面覆盖有一层沙石保护层，通过石头填充物来增加重量。过滤器必须具有良好的机械稳定性和水压稳定性。过滤器的制造有其特定的过滤器原则，如 Stein（1981），其中还对其他类型的防冲刷保护作了讨论。

16.5　基础安装技术

16.5.1　单桩基础的安装

单桩基础一般是在陆上预制造，装载到运输驳船上，然后运输到安装地点。也

可以将桩密封，单个或全部通过漂浮方式运输到风电场地点。到达风电场地点后，可以通过浮式起重机或者自升式起重机将桩从水中升起或从驳船上卸载放置到安装点。

单桩式基础通常通过在水上或水下打桩（见图 16-23）安装，到目前为止安装的直径可以达到 4~5m。如果土壤条件合适，安装更大直径的桩也是可能的（见 16.4.1 节）。桩可以通过引导器安装，如果海床足够稳定，也可以不通过引导。如果单独打桩不能到达设计的埋入深度，也可以采用传动钻机结合冲洗器或振动支撑来进行安装。在非常坚硬的土壤或岩石环境下，把桩放置在预先钻好的洞里，并在桩和海床之间灌浆是另外一个可取的选择。

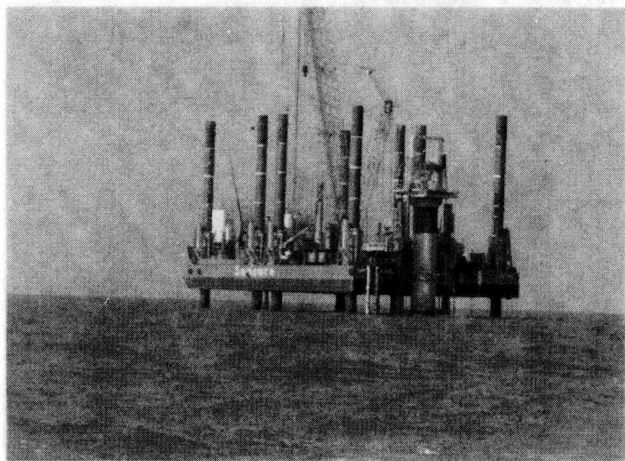


图 16-23　利用自升式起重机单桩基础的打桩
（© RWE Innogy GmbH）

图 16-24 给出的是单桩转接段的安装情况。转接段有一个通道平台，上面装有梯子、停船点、水下电缆的线管。转接段可以在单桩和塔架之间自平衡以保证它的垂直性。单桩和转接段之间通常要灌浆。

16.5.2　钢架结构基础的安装

钢架结构基础一般是在陆上干燥的港口预先制造。钢套通常是利用驳船运输至安装地点或通过水平牵引自漂浮到安装地点。三脚架一般是垂直牵引，所以管子的设计要合理或者有合适的浮力辅助措施，以确保其漂浮稳定性。

在浅水区一般使用浮式起重机来从驳船上吊起和安装小型的钢架结构（见图 16-25）。如果有必要，可以在浮式起重机的支撑下利用浮力辅助设备控制钢架使其成竖立位置。然后在起重机的引导下将其安装在海床中。大型的钢铁结构是直接从驳船上卸载到水中的（关于这部分的内容见 Hsu，1991）。通过控制独立管子部分的淹没程度和压舱水排出程度，钢架可以 90°角垂直竖立，更进一步淹没使钢架下沉。

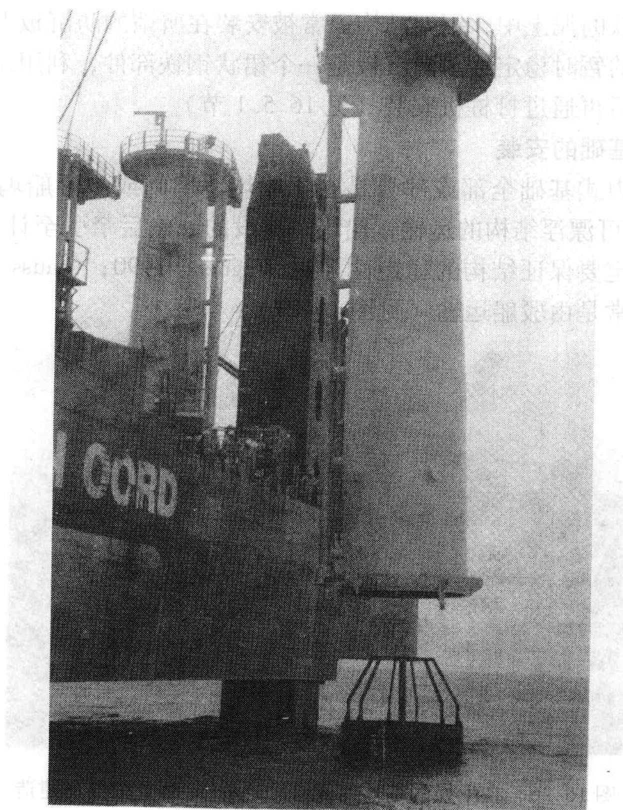


图 16-24　由 Van Oord 安装于 Q7，Prinses Amalia WP 的转接段（© Van Oord Dredging& 海事承包商）

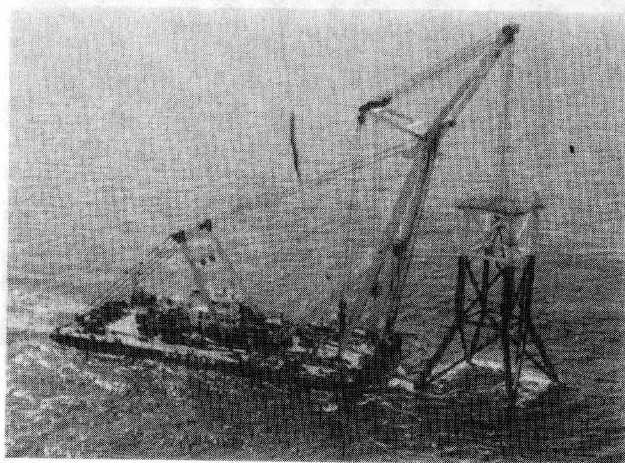


图 16-25　利用漂浮式起重机来进行钢架结构的定位和沉入水中（© F + Z Baugesellschaft mbH，汉堡）

特别是在松软的泥土中，钢架结构通常被安装在所谓的防沉板上，它可以保证桩安装之前海床的暂时稳定性。防沉板是一个裙状钢铁部件，利用结构的自重沉入到泥土之中。然后再通过打桩机安装（见 16.5.1 节）。

16.5.3 重力式基础的安装

大多数的重力式基础全部或部分是在干船坞、坞闸或漂浮船坞中建造的（见图 16-26）。对于可漂浮结构的运输，船坞是淹没的，然后牵引至计划的安装地点。在运输过程中一定要保证结构的稳定性（见 Wagner，1990；Clauss 等，1988）。不可漂浮的结构通常是由驳船运输（见图 16-27）。

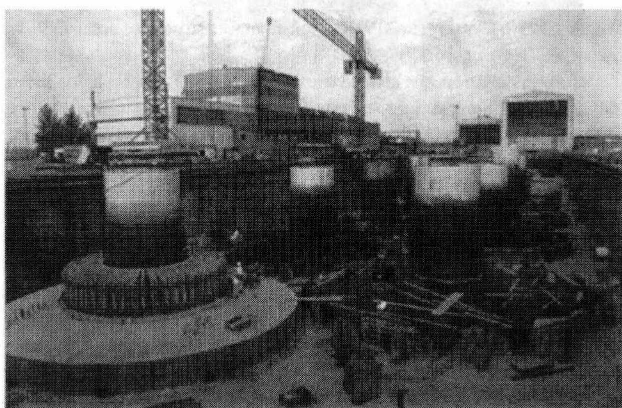


图 16-26 在干燥的港口为 Middelgrunden 海上风电场建造的重力式（© Middelgrunden 风力机公司）

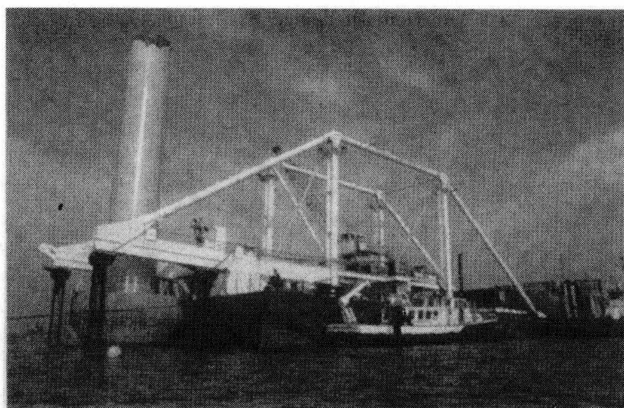


图 16-27 Middelgrunden 海上风电场重力式基础的运输（© Middelgrunden 风力机公司）

在安装之前，海床必须经过处理。处理内容包括铲除松软的顶层，海床表面的调平和校准，基层的铺垫，如果有必要还需要进行海床表面的固化。粗糙的基层或

者额外放置的土工织物过滤器可以起到引流的作用，这可以加快固化进程，在粘性土壤中尤为适用。

在找好基础的安放地点后，接下来要进行的是下沉过程。下沉时通常要装载压舱水以控制沉箱漂浮。重力式基础的下沉一般是在浮式起重机上进行的。

基础的下沉是一个很重要的环节，如果基础安装在海床上时不加以控制，可能会产生局部应力峰值，由此会损坏基础。因此，下沉过程需要在平静的天气中进行，并且下沉速度必须按照风电场特定的条件来调整，这样基础才能平稳地到达海床。此外，还要利用销钉来进行辅助定位，防止基础移动（Eide 和 Larsen，1976）。下沉之后，如果有必要，基础和海床之间的缝隙要用水下施工混凝土或水泥砂浆来浇铸，沉箱要用土壤或其他合适的物体压实。

16.5.4　吸力桶的安装

吸力桶是在陆上建造，然后被拖运到安装地点。这样，吸力桶就必须被密封起来，并且自己能够漂浮，或者借助结构上的漂浮辅助设备进行漂浮。不论哪种情况，驳船和浮式起重机都不是必需的。

在安装地点，吸力桶依靠自重下沉到土壤中的一定深度。由于这个过程非常难以控制，所以基础在安装时必须尽量的垂直以避免接触到海床时外壳上的局部应力达到峰值。

然后，抽出吸力桶内部的水，形成一个负的孔隙水压力（吸力）。但是，这个过程是有条件的，即在靠自重沉入期间土壤和外壳应严密接触，以避免沿外表形成水流通道和腐蚀。

在非粘性土壤中，吸力的作用会由外到内形成一股流动力，这会大大减小吸力桶内部的有效应力。进而，吸力桶基础面积的阻尼和内壁的轴摩擦力都会减小，土壤就会变松，向上堆积。同时，内外部会形成一个静态水压力差。所有这些作用的结果是吸力桶更加嵌入到海床内部（见图 16-28）。

在粘性土壤中，基本上不会形成流动，除了自重和压载物外，静态水压力差就是最重要的因素。因此需要更大的吸力推动吸力桶深入到海床。

在吸力桶的内部安装了加强环，目的是避免外裙的失稳。当制造过程有缺陷或者安放吸力桶时的塑性变形都可能导致失稳，在吸力桶上不停变化的应力也会使吸力桶失稳（见 Tjelta，1995）。

在非粘性土壤中，吸力桶的最大嵌入深度为 *ca.* $H \approx D$，这样可以避免吸力产生的水压力梯度超过一定的值后吸力桶内部管道的故障（见 Tjelta，1995；Houlsby 和 Byrne，2005b）。在粘性土壤中，当吸力大于土壤的无水流剪切强度并且土塞与基础分开时，会发生故障。而在坚硬的粘性土壤中，裂缝也会减缓渗透过程（Houlsby 和 Byrne，2005a）。

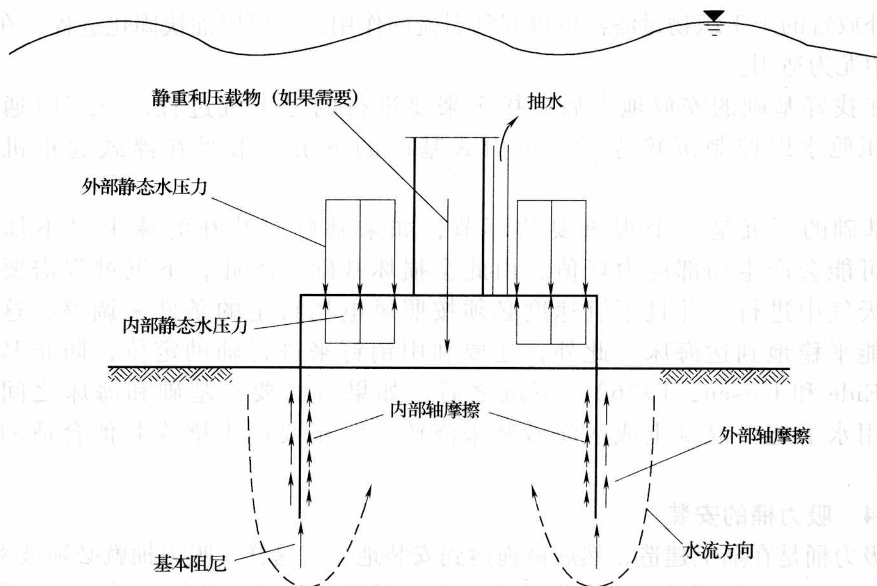


图 16-28　吸力桶基础的安装（Lesny，2010）

16.6　未来趋势

本章中提出的基础概念适用于浅水区或中等深度的水域，最大深度可达到40～50m（钢架结构）。但是，随着海上风能的进一步开发，将会面临离海岸更远的地方，也就是水深更深的水域的开发情况。固定的基础结构将不再适用，这是因为随着水深的增加，载荷也会增大，相应的基础结构尺寸和重量也会变得非常大。在这种情况下，柔性支撑结构或者漂浮支撑结构将更为合适。但是，到目前为止，仅仅有概念性的研究，并且只有少量的技术原型存在。

柔性结构即如图 16-29 所示的拉线式塔杆结构。牵拉线的预应力与外部载荷合成载荷水平相当，牵拉线通过锚桩、吸力桩或锚板与海床相连。在牵拉线之间连接了保护线，它会在船舶碰撞时吸收塑性能量。由于结构是柔性的，所以可以减小载荷作用，特别是弯矩载荷（Clauss 等，1988）。由于牵拉线的作用，最大的弯矩会出现在塔架的上层部分。在这个区域之下，载荷基本是静态稳定的，与水深和波浪载荷关系不大（Carey，2002）。在基础上弯矩影响基本忽略不计，只有结构的自重会传递到海床中。这会显著减小基础的尺寸大小。另外，在进行标准设计时，塔架和牵拉线或多或少会受海底环境的影响。

漂浮性基础结构的漂浮体可以是半潜式、浮筒式或船式结构（见图 16-30）。在运输过程中，半潜式和浮筒式通常位于水平面上。在安装之前，它们被压至水

下，只有上部结构位于水面之上。利用一个张力脚架平台将其固定安装在事先安装的锚钉上（见 Clauss 等，1988）。2007 年意大利的一个大型张力脚架平台竖立在了水深超过 100m 的地方（见图 16-31）。

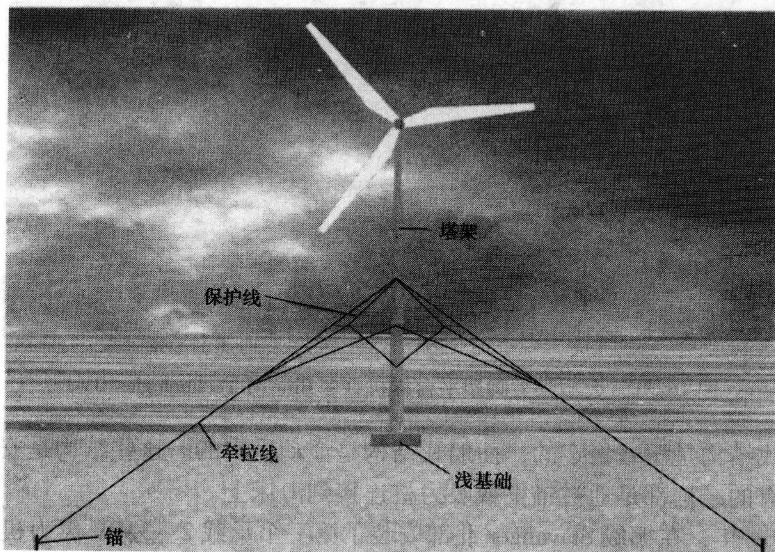


图 16-29　拉线式支撑结构，根据 Carey （2002）（Lesny，2010）

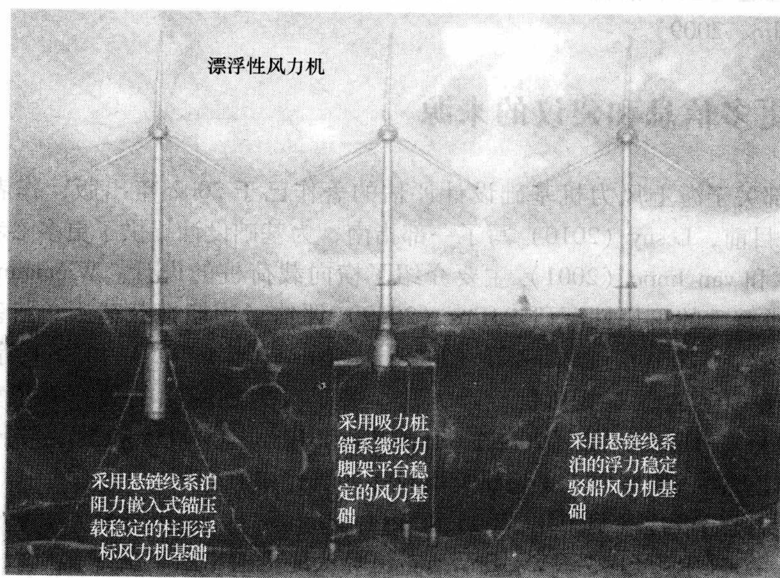


图 16-30　漂浮性支撑结构（Butterfield 等，2007）

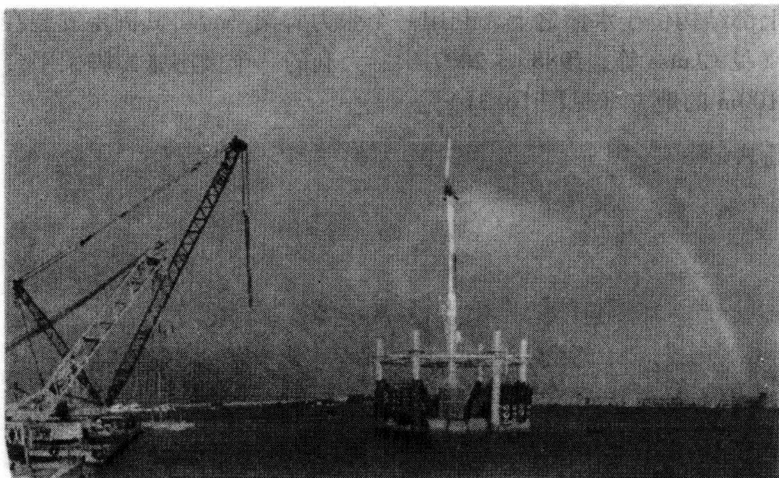


图 16-31　大型张力脚架平台样机（© Blue H Technologies BV）

浮筒式结构是压载稳定的，而船式结构是浮动稳定的。这些结构是安装在锚泊上的。所有的结构都是通过锚桩或吸力桩连接到海床上。

在 2009 年，在挪威 Stavanger 北部安装了第一个承载 2 ~ 3MW 风力机的浮筒式漂浮结构。该结构是一个填充水和石头的圆柱形钢架结构，安装于水深达 100m 的地方，而且通过三个锚桩与海床相连。这种结构适用的水深在 120 ~ 700m 之间（StatoilHydro，2009）。

16.7　更多信息和建议的来源

第一部关于海上风力机基础设计评估的著作已于 2002 年出版，作者是 Wiemann 等。目前，Lesny（2010）写了一部指南，为基础设计提供了更多参考。

Reese 和 van Impe（2001）主要介绍了横向载荷桩的设计。Wiemann（2007）进行了单桩基础的可用性调研。Hinz（2009）评估了周期性载荷下单桩基础的性能。Jardine 等（2005），Lehane 等（2005），Clausen 等（2005）和 Kolk 等（2005）提出了基于 CPT 的轴向载荷桩设计方法。关于吸力桶基础的著作有很多，例如 Byrne（2000），Houlsby 等（2005），Houlsby 和 Byrne（2005a 和 b）。关于重力式基础的设计方法，挪威岩土工程研究所较多的著作中有介绍。

德国劳氏船级社（见 GL，2005 和 http：//www. gl-group. com）和挪威船级社（见 DNV，2004 和 http：//www. dnv. com）等认证机构出版了关于基础设计的一些指导准则。通常参考都会提到美国石油学会出版的条款（见 API，2000）。

在德国，联邦海事部门和水文部门发布了一些关于选址调研和海上风力机设计的标准，在德国区域内的风电场都要遵守这些标准。

许多研究机构、创新团体也在进行基础设计的研究（例如，GIGAWIND，ForWind，Fraunhofer-Institut fuer Windenergie und Energiesystemtechnik）。下列机构、团体和网站也可以作为参考：

英国风能协会（见 http：//www. bwea. com）

丹麦风电工业协会（见 http：//www. windpower. org）

德国能源署（DENA）（见 http：//www. dena. de）

德国风能研究所（DEWI）（见 http：//www. dewi. de）

欧洲风能协会（见 http：//www. ewea. org）

国际可再生能源机构（IRENA）（见 http：//www. irena. org）

爱尔兰国家离岸风能协会（见 http：//www. nowireland. ie）

新西兰风能协会（见 http：//www. nwea. nl）

http：//www. offshorewindenergy. org

http：//www. offshore-wind. de

http：//offshorewind. net

http：//www. offshorewindfarms. co. uk

以上给出的并未详尽。

16.8 参考文献

Andersen, K H (1976), *Behaviour of Clay Subjected to Undrained Cyclic Loading*, Oslo, Norwegian Geotechnical Institute, Publication No. 114.

Andersen, K H (1992), *Foundation Design of Offshore Gravity Structures*, Oslo, Norwegian Geotechnical Institute, Publication No. 185.

Andersen, K H and Lauritzsen, R (1988), *Bearing Capacity for Foundations with Cyclic Loads*, Oslo, Norwegian Geotechnical Institute, Publication No. 175.

Andersen, K H, Dyvik, R and Schrøder, K (1993), *Pull-Out Capacity Analyses of Suction Anchors for Tension Leg Platforms*, Oslo, Norwegian Geotechnical Institute, NGI Publication No. 189.

API (2000), 'Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms. Working Stress Design', *American Petroleum Institute*.

Ashour, M and Norris, G (1998), 'Undrained Laterally Loaded Pile Response in Sand', *Speciality Conference on Earthquake Engineering and Soil Dynamics*, Seattle, Paper No. 63, 1356–67.

Brown, P T (1969), 'Numerical Analyses of Uniformly Loaded Circular Rafts on Elastic Layers of Finite Depth', *Géotechnique*, Vol. 19, No. 2, 301–6.

Brown, D A, Morrison, C and Reese, L C (1988), 'Lateral Load Behavior of Pile Group in Sand', *Journal of Geotechnical Engineering*, Vol. 114, No. 11, 1261–76.

BSH (2007), 'Design of Offshore Wind Turbines', *BSH Nr. 7005*, Hamburg und Rostock, Bundesamt fuer Seeschifffahrt und Hydrographie.

BSH (2008), 'Ground Investigations for Offshore Wind Farms', *BSH Nr. 7004*, Hamburg und Rostock, Bundesamt fuer Seeschifffahrt und Hydrographie.

Buisman A S Keverling (1940), 'Grondmechanica', in: Klopper J, *Toegepaste Mechanica, Deel IV*, Delft.

Burland, J B (1973), 'Shaft Friction of Piles in Clay – A Simple Fundamental Approach', *Ground Engineering*, Vol. 6, No. 3, 30–42.

Butterfield, S, Musial, W, Jonkman, J and Sclavounos, P (2007), 'Engineering Challenges for Floating Offshore Wind Turbines', *Conference Paper NREL/CP-500-38776*, Golden, National Renewable Energy Laboratory.

Bye, A, Erbrich, C T, Rognlien, B and Tjelta, T I (1995), 'Geotechnical Design of Bucket Foundations'. *Proceedings of the 27th Offshore Technology Conference*, Houston, Texas, Paper No. OTC 7793, 869–83.

Byrne, B W (2000), *Investigations of Suction Caissons in Dense Sand*, Oxford, PhD Thesis, Magdalen College, University of Oxford.

Byrne, B W and Houlsby, G T (2000), 'Experimental Investigations of the Cyclic Response of Suction Caissons in Sand', *Proceedings of the Offshore Technology Conference*, Houston, Texas, Paper No. OTC 12194.

Byrne, B W and Houlsby, G T (2002), 'Investigating Novel Foundations for Offshore Windpower Generation', *Proceedings of the 21st International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, Oslo, Norway, Paper No. OMAE2002-28423.

Carey, J (2002), 'Guyed Support Structures for Offshore Wind Turbines', Hannover, *Tagungsunterlagen 2. Gigawind Symposium Offshore-Windenergie, Bau- und umwelttechnische Aspekte*.

Cassidy, M J (1999), *Nonlinear Analysis of Jack-Up Structures Subjected to Random Waves*, Oxford, PhD Thesis, University of Oxford.

Clausen, C J F, Aas, P M and Karlsrud, K (2005), 'Bearing Capacity of Driven Piles in Sand, the NGI Approach', in: Gourvenec S and Cassidy M, *Frontiers in Offshore Geotechnics*, London, Taylor & Francis Group, 677–81.

Clauss, G, Lehmann, E and Östergaard, C (1988), *Meerestechnische Konstruktionen*, Berlin, Springer.

Clukey, E C, Morrison, M J, Garnier, J and Corté, J.F (1995), 'The Response of Suction Caissons in Normally Consolidated Clays to Cyclic TLP Loading Conditions', *Proceedings of 27th Offshore Technology Conference*, Houston, Texas, Paper No. OTC 7796, 909–18.

Craig, W H (2004), 'Centrifuge Model Testing for Offshore Structure Research and Design', in: Triantafyllidis, T., *Cyclic Behaviour of Soils and Liquefaction Phenomena*, Leiden, A A Balkema, 355–62.

De Beer, E E (1963), Grundbruchberechnungen schraeg und ausmittig belasteter Flachgruendungen, VDI-Zeitschrift 105, part 1) Nichtbindiger Boden, No. 9, 372–80, part 2) Boden mit innerer Reibung und Kohaesion, No. 11, 453–60, part 3) Rein bindiger Boden, No. 15, 625–35.

DNV (1992), 'Foundations', *Classification Note 30.4*, Det Norske Veritas Classification A/S.

DNV (2004), 'Design of Offshore Wind Turbine Structures', *Offshore Standard DNV-OS-J101*, Det Norske Veritas Classification A/S.

Dörfeldt, S and Bicker, S (2004), 'Lastannahmen und Strukturanalyse eines Tripod Fundamentes', 3. Tagung Offshore Windenergie, Hamburg, Germanischer Lloyd, 51–67.

Dunnavant, T W and O'Neill, M W (1989), 'Experimental p-y Model for Submerged, Stiff Clay', *Journal of Geotechnical Engineering*, Vol. 115, No. 1, 95–114.

Dyvik, R, Andersen, K H, Hansen, S B and Christophersen, H P (1993), 'Field Tests of Anchors in Clay. I: Description', *Journal of Geotechnical Engineering*, Vol. 119, No. 10, 1515–49.

Eide, O T and Larsen, L G (1976), 'Installation of the Shell/Esso Brent B Condeep Production Platform', *Proceedings of the Offshore Technology Conference*, Houston, Texas, Paper No. OTC 2434.

England, G L, Dunstan, T and Wan, R G (1997), 'Drained Granular Material under Cyclic Loading with Temperature-Induced Soil/Structure Interaction', *Applied Mechanics*

Review, Vol. 50, No. 10, 553–78.

Eurocode 7 (2005), DIN EN 1997-1: 'Entwurf, Berechnung und Bemessung in der Geotechnik – Teil 1: Allgemeine Regeln', Berlin, *Normenausschuss Bauwesen im Deutschen Institut für Normung e. V.* (German Version).

Feld, T (2001), *'Suction Buckets, a New Innovative Foundation Concept Applied to Offshore Wind Turbines'*, Aalborg, PhD Thesis, Aalborg University.

GL (2005), Rules and Guidelines – Industrial Services, Hamburg, *Germanischer Lloyd Windenergie*, Edition 2005.

Gottardi, G and Butterfield, R (1995), 'The Displacement of a Model Rigid Surface Footing on Dense Sand under General Planar Loading', *Soils and Foundations*, Vol. 33, No. 3, 71–82.

Hinz, P (2009), 'Beurteilung des Langzeitverhaltens zyklisch horizontal belasteter Monopile-Gründungen', in: Richwien, W, *Mitteilungen aus dem Fachgebiet Grundbau und Bodenmechanik der Universitaet Duisburg-Essen*, Heft 37, Essen, VGE GmbH.

Houlsby, G T and Byrne, B W (2005a), 'Design Procedures for Installation of Suction Caissons in Clay and Other Materials', *Geotechnical Engineering*, Vol. 158, Issue GE2, 75–82.

Houlsby, G T and Byrne, B W (2005b), 'Design Procedures for Installation of Suction Caissons in Sand', *Geotechnical Engineering*, Vol. 158, Issue GE3, 135–44.

Houlsby, G T and Wroth, C P (1983), 'Calculation of Stresses on Shallow Penetrometers and Footings', *Proceedings of the IUTAM/IUGC Symposium of Seabed Mechanics*, 107–12.

Houlsby, G T, Kelly, R B, Huxtable, J and Byrne, B W (2005), 'Field Trials of Suction Caissons in Clay for Offshore Wind Turbine Foundations', *Géotechnique*, Vol. 55, No. 4, 287–96.

Hsu, T H (1991), 'Design and Dynamic Analysis of Offshore Platforms', in: Herbich, J., *Handbook of Coastal and Ocean Engineering*, Vol. 2, Oxford, Gulf Professional Publishing, Chapter 2, 55–144.

Ibsen, L B (2008), 'Keynote: NGM 2008: Implementation of a New Foundations Concept for Offshore Wind Farms', *15th NGM Sandefjord*, Norway, 19–33.

Idriss, I M, Dobry, R and Singh, R D (1978), 'Nonlinear Behavior of Soft Clays During Cyclic Loading', *Journal of the Geotechnical Engineering Division*, ASCE, Vol. 104, No. GT12, 1427–47.

Jardine, R J, Chow, F C, Overy, R and Standing, J (2005), *ICP Design Methods for Driven Piles in Sands and Clays*, London, Thomas Telford.

Jostad, H P, Andersen, K H and Tjelta, T I (1997), *Analysis of Skirted Foundations and Anchors in Sand Subjected to Cyclic Loading*, Oslo, Norwegian Geotechnical Institute, Publication No. 199.

Karlsrud, K and Nadim, F (1990), 'Axial Capacity of Offshore Piles in Clay', *Proceedings of the Offshore Technology Conference*, Houston, Texas, Paper No. OTC 6245, 405–16.

Karlsrud, K, Nadim, F and Haugen, T (1987), *Piles in Clay under Cyclic Axial Loading – Field Tests and Computational Modelling*, Oslo, Norwegian Geotechnical Institute, Publication No. 169.

Kelly, R B, Byrne, B W, Houlsby, G T and Martin, C M (2003), *Pressure Chamber Testing of Model Caisson Foundations in Sand*, Department of Engineering Science, University of Oxford, London, Thomas Telford.

Kisse, A (2008), 'Entwicklung eines Systemgesetzes zur Beschreibung der Boden-Bauwerkinteraktion flachgegruendeter Fundamente auf Sand – Darstellung des Single Surface Hardening Models', in: Richwien, W, *Mitteilungen aus dem Fachgebiet Grundbau und Bodenmechanik der Universitaet Duisburg-Essen*, Heft 34, Essen, VGE GmbH.

Kisse, A and Lesny, K (2008), 'Design of Offshore Structures Using the Single Surface Hardening Model', *Proceedings of the Second International British Geotechnical*

Association Conference on Foundations, Dundee, 949ff.

Kolk, H J, Baaijens, A E and Vergobbi, P (2005), 'Results from Axial Load Tests on Pipe Piles in Very Dense Sands: The EURIPIDES JIP', in: Gourvenec, S and Cassidy, M, *Frontiers in Offshore Geotechnics*, London, Taylor & Francis Group, London, 661–67.

Kraft, L M, Focht, J A and Amerasinghe, S F (1981), 'Friction Capacity of Piles Driven into Clay', *Journal of the Geotechnical Engineering Division*, ASCE, Vol. 107, No. GT11, 1521–41.

Kusakabe, O, Suzuki, H and Nakase, A (1986), 'An Upper Bound Calculation on Bearing Capacity of a Circular Footing on a Non-Homogenous Clay', *Soils and Foundations*, Vol. 26, No. 3, 143–48.

Lehane, B M, Schneider, J A and Xu, X (2005), *A Review of Design Methods for Offshore Driven Piles in Siliceous Sand*, Perth, UWA Report GEO 05358.

Lesny, K (2001), 'Entwicklung eines konsistenten Versagensmodells zum Nachweis der Standsicherheit flachgegruendeter Fundamente', in: Richwien, W., *Mitteilungen aus dem Fachgebiet Grundbau und Bodenmechanik der Universitaet Essen*, Heft 27, Essen, Glueckauf.

Lesny, K (2009), 'Safety of Shallow Foundations – Limit State Design according to Eurocode 7 vs. Alternative Design Concepts', *Georisk*, Assessment and Management of Risk for Engineered Systems and Geohazards, Vol. 3, No. 2, 97–105.

Lesny, K (2010), *Foundations for Offshore Wind Turbines – Tools for Planning and Design*, Essen, VGE GmbH.

Lesny, K and Hinz, P (2009), 'Design of Monopile Foundations for Offshore Wind Energy Converters', in: Iskander, M, Laefer, D F, Hussein, M H, Contemporary Topics in Deep Foundations, Geotechnical Special Publication, No. 185, American Society of Civil Engineers, 512–519.

Liyanapathirana, D S and Carter, J P (2005), 'Undrained Bearing Capacity of Shallow Foundations on Structured Soils', in: Gourvenec, S and Cassidy, M, Frontiers in Offshore Geotechnics, London, Taylor & Francis Group, 451–57.

Long, J H and Vanneste, G (1994), 'Effects of Cyclic Lateral Loads on Piles in Sand', *Journal of Geotechnical Engineering*, Vol. 120, No. 1, 225–44.

Martin, C M (1994), *Physical and Numerical Modelling of Offshore Foundations under Combined Loads*, Oxford, Ph.D. Thesis, University of Oxford.

Matlock, H (1970), 'Correlations for Design of Laterally Loaded Piles in Soft Clay', *Proceedings of the Offshore Technology Conference*, Paper No. OTC 1204, Houston, Texas.

McVay, M, Zhang, L, Molnit, T and Lai, P (1998), 'Centrifuge Testing of Large Laterally Loaded Pile Groups in Sand', *Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering*, Vol. 124, No. 10, 1016–26.

Meyerhof, G G (1953), 'The Bearing Capacity of Footings under Eccentric and Inclined Load', *Proceedings of the 3rd International Conference on Soil Mechanics and Foundation Engineering*, Zuerich, Vol. 1, 440–45.

Meyerhof, G G (1976), 'Bearing Capacity and Settlement of Pile Foundations', *Journal of the Geotechnical Engineering Division*, ASCE, Vol. 102, No. GT3, 197–228.

Mittendorf, K, Nguyen, B and Zielke, W (2004), 'Seegang und Seegangsbelastung II', Hannover, *Tagungsunterlagen 3. Symposium Offshore-Windenergie, Bau- und umwelttechnische Aspekte*.

Moses, G G and Narasimha Rao, S (2003), 'Degradation in Cemented Marine Clay Subjected to Cyclic Compressive Loading', *Marine Georesources and Geotechnology*, Vol. 21, 37–62.

Nova, R and Montrasio, L (1991), 'Settlements of Shallow Foundations on Sand', *Géotechnique*, Vol. 41, No. 2, 243–56.

Parker, F and Reese, L C (1971), 'Lateral Pile-Soil Interaction Curves for Sand', *Proceedings of the International Symposium on the Engineering Properties of Sea-floor Soils and their Geophysical Identification*, University of Washington, Seattle, USA, 212–23.

Poulos, H G (1981), 'Cyclic Axial Response of Single Pile', *Journal of the Geotechnical Engineering Division*, ASCE, Vol. 107, No. GT1, 41–58.

Poulos, H G (1983), 'Cyclic Axial Pile Response – Alternative Analyses', *Proceedings of the Conference on Geotechnical Practice in Offshore Engineering*, ASCE, 403–21.

Poulos, H G (2001), 'Spannungen und Setzungen im Boden, in: Smoltczyk, U, *Grundbautaschenbuch, Band 1*, 6. Auflage, Berlin, Ernst & Sohn, Berlin, 255–305.

Poulos, H G and Davis, E H (1974), *Elastic Solutions for Soil and Rock Mechanics*, New York, John Wiley & Sons.

Poulos, H G and Davis, E H (1980), *Pile Foundation Analysis and Design*, New York, John Wiley & Sons.

Randolph, M F (1983), 'Design Considerations for Offshore Piles', *Proceedings of the Conference on Geotechnical Practice in Offshore Engineering*, ASCE, 422–39.

Randolph, M F and Murphy, B S (1985), 'Shaft Capacity of Driven Pipe Piles in Clay', *Proceedings of the 17th Offshore Technology Conference*, Houston, Texas, Paper No. OTC 4883, 371–78.

Reese, L C and van Impe, W F (2001), *Single Piles and Pile Groups under Lateral Loading*, Rotterdam, A A Balkema.

Reese, L C, Cox, W R and Koop, F D (1974), 'Analysis of Laterally Loaded Piles in Sand', *Proceedings of the Offshore Technology Conference*, Houston, Texas, Paper No. OTC 2080.

Remaud, D, Garnier, J and Frank, R (1998), Laterally Loaded Piles in Dense Sand: Group Effects, in: Kimura, Kusakabe and Takemura, *Centrifuge 98*, Rotterdam, A A Balkema, 533–38.

Sawicki, A, Swidzinski, W and Zadroga, B (1998), 'Settlement of Shallow Foundation due to Cyclic Vertical Force', *Soils and Foundations*, Vol. 38, No. 1, 35–43.

Schwarz, P (2002), 'Beitrag zum Tragverhalten von Verpresspfaehlen mit kleinem Durchmesser unter axialer zyklischer Belastung', in: Vogt, N and Floss, R, *Schriftenreihe des Lehrstuhls und Pruefamts fuer Grundbau, Bodenmechanik und Felsmechanik der Technischen Universitaet Muenchen*, Heft 33.

StatoilHydro (2009), Hywind – Factsheet. Available from: *http://www.statoil.com* [accessed 1 December 2009].

Stein, D (1981), *Kolkbildung und ihre Verhinderung an Offshore-Plattformen*, MRM Marine Rohstoffe und Meerestechnik, Band 5, Essen, Glueckauf.

Swinianski, J and Sawicki, A (1991), 'A Model of Soil-Pile Interaction owing to Cyclic Loading', *Canadian Geotechnical Journal*, Vol. 28, 11–19.

Tani, K and Craig, W H (1995), 'Bearing Capacity of Circular Foundations on Soft Clay of Strength Increasing with Depth', *Soils and Foundations*, Vol. 35, No. 4, 21–35.

Terzaghi, K (1954), *Theoretische Bodenmechanik*, 5. Auflage, Berlin, Springer.

Terzaghi, K (1955), 'Evaluation of Coefficients of Subgrade Reaction', *Géotechnique*, Vol. 5, No. 4, 297–326.

Tjelta, T I (1994), 'Geotechnical Aspects of Bucket Foundations Replacing Piles for the Europipe 16/11-E Jacket', *Proceedings of the 26th Offshore Technology Conference*, Houston, Texas, Paper No. OTC 7379, 73–82.

Tjelta, T I (1995), 'Geotechnical Experience from the Installation of the Europipe Jacket with Bucket Foundations', *Proceedings of the 27th Offshore Technology Conference*, Houston, Texas, Paper No. OTC 7795, 897–908.

Tjelta, T I, Guttormsen, T R and Hermstad, J (1986), 'Large-Scale Penetration Test at a Deepwater Site', *Proceedings of the 18th Offshore Technology Conference*, Houston, Texas, Paper No. OTC 5103.

Toolan, F E, Fox, D A (1977), 'Geotechnical Planning of Piled Foundations for Offshore Platforms', *Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, Part 1, Vol. 62, 221–44.

Ukritchon, B, Whittle, A J and Sloan, S W (1998), 'Undrained Limit Analyses for Combined Loading of Strip Footings on Clay', *Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering*, Vol. 124, No. 3, 265–76.

Vijayvergiya, V N and Focht, J A (1972), 'A New Way to Predict Capacity of Piles in Clay', *Proceedings of the 4th Offshore Technology Conference*, Houston, Texas, Paper No. OTC 1718, 865–74.

Wagner, P (1990), *Meerestechnik*, Berlin, Ernst & Sohn.

Wiemann, J (2007), 'Bemessungsverfahren fuer horizontal belastete Pfaehle – Untersuchungen zur Anwendbarkeit der p-y Methode', in: Richwien, W, *Mitteilungen aus dem Fachgebiet Grundbau und Bodenmechanik der Universitaet Duisburg-Essen*, Heft 33, Essen, Glueckauf.

Wiemann, J, Lesny, K and Richwien, W (2002), 'Gruendung von Offshore-Windenergieanlagen – Gruendungskonzepte und geotechnische Grundlagen', in: Richwien, W, *Mitteilungen aus dem Fachgebiet Grundbau und Bodenmechanik der Universitaet Essen*, Heft 29, Essen, Glueckauf.

Xu, X, Lehane, B M and Schneider, J A (2005), 'Evaluation of End-Bearing Capacity of Open-Ended Piles Driven in Sand from CPT Data', in: Gourvenec, S. and Cassidy, M, Frontiers in Offshore Geotechnics, London, Taylor & Francis Group, 725–31.

Young, A G (1991), 'Marine Foundation Studies', in: Herbich, J, Handbook of Coastal and Ocean Engineering, Vol. 2, Chapter 7, 445–596.

第 17 章　海上风电场的综合规划与设计

M. B. Zaaijer，代尔夫特理工大学，荷兰

摘要： 海上风能的设计要比陆上风能更具挑战性，至少是因为它涉及将不同供应商的几个主要部件进行集成。本章首先介绍了海上风电场设计活动发生的背景和运行的背景。然后建议了几种设计工具，这些工具既适用于特定站点海上风电场的设计，也可用于不同风电场可再利用的通用部件设计。

关键词： 海上风电场设计集成，系统工程工具，海上风电场设计背景

17.1　引言

从众多角度来看，海上风能的设计要比陆上风能更具挑战性。原因之一就是海上恶劣的环境条件对机舱中的支撑结构、腐蚀保护和气候控制提出了更高的要求，同时工作条件通常变得恶化。这促使海上风电场每千瓦装机容量的投资成本比陆上风电场增加一倍，而海上高风速增加的发电量仅能补偿一半的成本。这也为设计者们寻找最优方案增加了负担，相比陆上风电场也更具挑战性。陆上风电场的成本中风力机占主导，因此其优化可集中于系统的该部分。而在海上风能中，风力机、支撑结构、电力设施、安装工作和维护等都在能源成本中占较大比重。这就意味着优化将涉及众多方面、不同的设计团队，以及涉及系统不同部分的权衡等。这也就提出了本章的主题——海上风电场综合设计的重要性。

17.2 节略述了海上风能的设计和规划活动发生的背景。讨论了系统元素和参与者，并确定了各种异步过程和影响设计集成的可替代组织形式。17.3 节提供了海上风能设计的背景。除了确定主导海上风能技术开发的海上条件外，还讨论了影响设计的非技术性问题。17.4 节论述了风电场开发项目中的设计集成。根据设计过程中的主要步骤，提出了在这些步骤中几种支持集成的方法。作为海上风电场项目开发的一部分，在实际中并非所有海上风电场的因素都要设计。例如，风力机是从有限的早期设计和编目的产品清单来选择的。这使这些部件设计活动的集成变得复杂，而这些部件要先于风电场的设计。17.5 节讨论了集成的可能性，并进行了实际设计的观察。17.6 节从海上风能设计背景的变革、设计机构和方法的发展以及设计方案的发展趋势等展开介绍。最后，17.7 节介绍了更多信息的来源。

17.2 系统、团队和过程概述

17.2.1 海上风电场的组成和流程

图 17-1 显示了迄今为止海上风电场所需要的元素。图中所选择的细节分级列出了目前海上风电场设计的各方面元素，尽管有些元素在特殊风电场中不予考虑。利用海上风能并不是满足能源需求唯一可能的解决方案。例如海上制氢并输送也是一种可选方案。然而，图 17-1 定义了本章的讨论内容的范围。虽然本章提出的很多观点也适用于其他可能的方案，但图 17-1 给出的系统类型用来提供实例和抽象概念的实际结论。

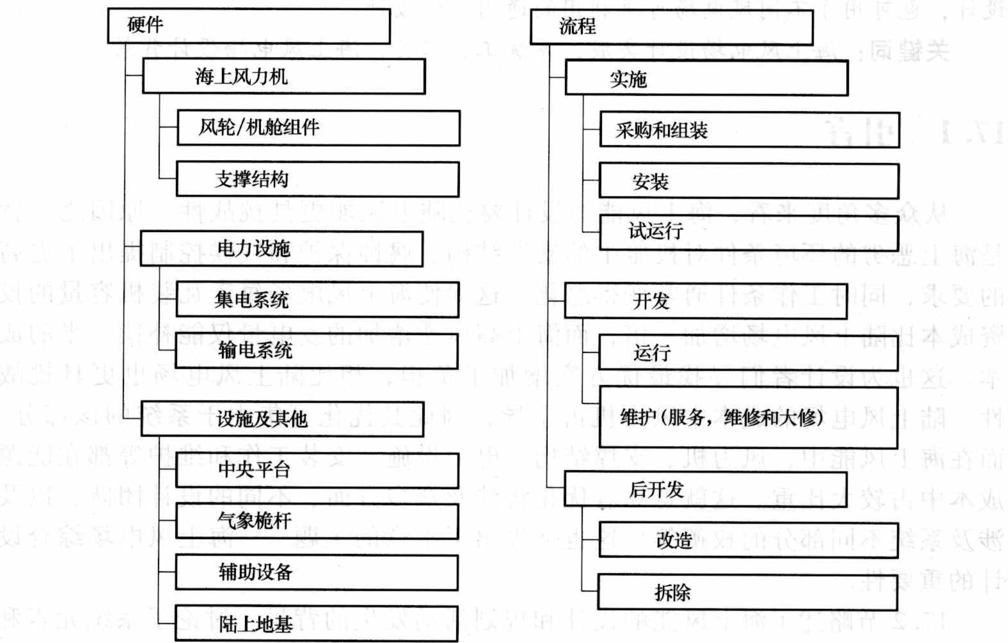


图 17-1 本章论述的海上风电场的硬件和流程通用分类。
术语基于 van Rooij（2001）

17.2.2 人员与交流

1. 参与方

影响或受到海上风电场开发影响的团体称为股东。尽管在不同项目中各股东及他们的相互关系可能是不同的，图 17-2 显示了各股东内部联系的典型框图。该图中开发商起到了核心作用。图的左边显示了为开发设置边界条件的团体，图的右边显示了涉及实现项目和执行前一节所述流程的团体。后者的股东构成了供应链，并执行项目实施前的规划和设计流程。

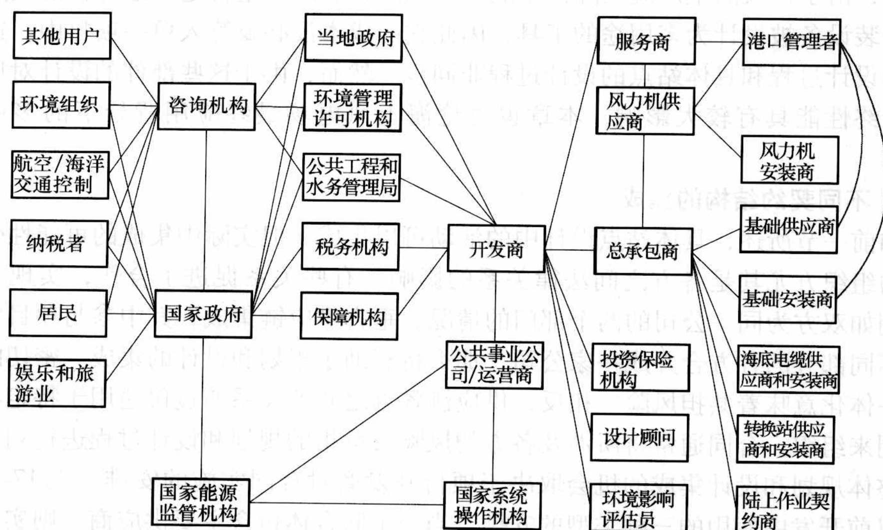


图 17-2 荷兰海上风电场开发的股东。Wm 为环境管理条例，Wbr 为公共工程与水务管理条例，MER 为环境影响评估（荷兰缩写词）。改编自 E. H. M. Mast 未出版的材料

2. 交流、术语和引用系统等

在供应链中工作的人员有较大范围的不同背景和培训。这意味着他们拥有不同的参考体系，可能会造成交流不畅。这适用于非正式和正式的交流。在非正式交流中，如果子系统没有明确说明边界，诸如基础和风力机等术语会有多种解释。而轮毂高度、水深等术语应以水位为参照物进行明确定义。非专业人员可能没有意识到风向代表风吹来的方向，而波向则是波浪传播过去的方向。在正式交流中，如不同软件工具之间的接口，坐标系统应相对应或运用合适的转换方法。风力机和海上工程师们认为 z 轴正方向朝上，而岩土工程师则认为向下。坐标系的原点可以是在海底、最低天文潮、平均海平面、静止的水位或塔顶。它可以固定在地球参考系上，或者随着风向或机舱方向旋转。为避免交流出错，可以像 van Rooji（2001）一样，在项目初始阶段设定明确的定义。

17.2.3 海上风能开发的设计和规划过程

1. 具体场址和通用设计

本章介绍海上风电场的综合规划和设计。然而海上风电场的开发不是一个单一的过程。海上风电场开发的最终阶段是由项目开发商发起的特定场址的设计。该设计包括风电场选址、风电场布局的定义、支撑结构规格及安装流程的明确。这些活动可被集成。这一阶段还包括了前述阶段已设计的诸如风轮-机舱组装和安装设备的选择。尽管将这些元素的设计作为特定风电场的一部分在理论上是可能的，但是还没有在实际中观察到。风力机作为通用性部件来设计，可用于各种风电场。这是

有利的，由于扩大的生产规模降低了成本和风险，而未实施特定场址优化的缺点较小。安装设备被设计为多用途的工具，因此它的成本没必要算入单一项目中。这些部件的设计过程和具体站点的设计过程非同步。然而，由于这些部件的设计对风电场的最终性能具有较大影响，本章也讨论海上风电场最终应用背景下的多用途设计。

2. 不同契约结构的集成

如前一节所述，具体站点设计中的活动可以集成。但实际中集成的可能性受到工程的组织方尤其是各方之间法律关系的影响。有些关系促进了合作，实现了集成。例如双方为同一公司的两个部门的情况。垂直供应链集成，其中参与项目实施过程不同部分的各方合并成一家公司，那么将有助于规划和设计的集成。密切的合作和一体化意味着共担风险。相反，供应链各方之间的关系通过仅适用于特定项目的合同来组织。合同通常将所涉及各方的风险及承担的规划和设计过程进行划分。

整体规划和设计集成的机会取决于项目开发商对合同实施的安排。表 17-1 显示了以前开发中使用的三种类型的安排。当一个联合体包含主要供应商，则实现了高度的集成。由于项目中各成员共同承担责任，所以随着项目执行他们也共同承担工作和风险。然而，解决方案很可能通过各参与方的标准技术得以固定。多承包时项目开发商负责整体设计。这为设计集成提供了机遇，同时使各类方案开放。基于总体设计方案，项目开发商和供应商之间签订合约，由供应商基于提供的接口定义进一步细化设计。该方法对开发商关于海上风电场设计的知识提出了较高要求。当项目开发商雇佣总承包商，由他们来负责实施主要的方面并可能包括运行，这样总承包商就成为规划和设计的核心群体。总承包商可能是联合体或通过多合同方式进行组织，虽然受到项目开发商设定的约束条件的限制，但具有类似的机会来参与前文所述的项目集成。

表 17-1　海上风电场的几类合同安排

风　电　场	安 装 年 份	合 同 类 型
Nysted，丹麦	2003	总承包商
Kentish Flats，英国	2005	总承包商
Barrow，英国	2006	联合体
Burbo Bank，英国	2007	多承包
Q7，荷兰	2007	多承包

注：数据来源于 Kleineidam（2007）。

3. 战略规划和设计的并行处理

战略规划和设计都是最终决定采取哪种活动的过程。在这些过程之间有大量的交互或重叠，并且它们并不总能被清楚地划分。战略规划处理高层次的方面，例如企业长远利益背景下的需求和价值等。设计则处理更实际及更技术的方面，如形

态、特性和功能等（Roozenburg 和 Eekels，1995）。两个过程沿着不同的线路进行，但能观察到一些或多或少的通用步骤。图 17-3 说明了这些步骤，并且指明了设计过程中哪些中间结果是战略规划（对于多承包方式）所需要的。图中还说明了战略规划为设计过程而调整需求和目标。项目总体规划应当识别和同步这两个过程的里程碑，指定所需的信息交换。

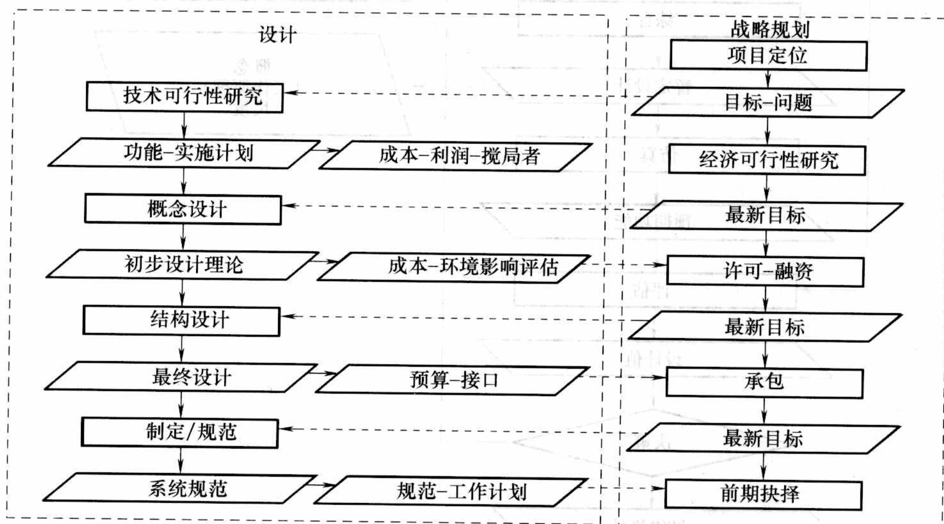


图 17-3　设计过程中的通用步骤和战略规划所需数据。最左边一列改编自 Kühn（1998a）

17.3　海上风电场设计和背景

17.3.1　设计过程的基本原则

在详细介绍海上风能设计之前，本节讨论设计的基本原则。本节阐明了本章其余部分使用的术语，并提供一个适当的思维模式。

设计是为了达到一个目的而决定采取什么活动的过程。它开始于使世界从其自然进程中发生改变的渴望，结束于行动蓝图。蓝图通常描述如何制造硬件及使用该硬件的程序，这个过程的基本步骤如图 17-4 所示。

图 17-4 表明设计不是一个从需求到蓝图的顺序过程，而是包含着迭代。尤其是，不能令人满意的设计可能会导致新的解决方案的合成，或者甚至回到可能出现不可行或不可取的需求。此外，迭代包括更多的细节。多数用于海上风能的研究、教科书、设计工具和知识库的其他元素等都以仿真和评估为重点，这与自然科学或行为科学关系密切。相比之下，本章涉及设计过程中的所有步骤以及整个过程的流程。

图 17-4 中的反向和前向箭头表明，需求在设计过程中发挥一个关键作用。它

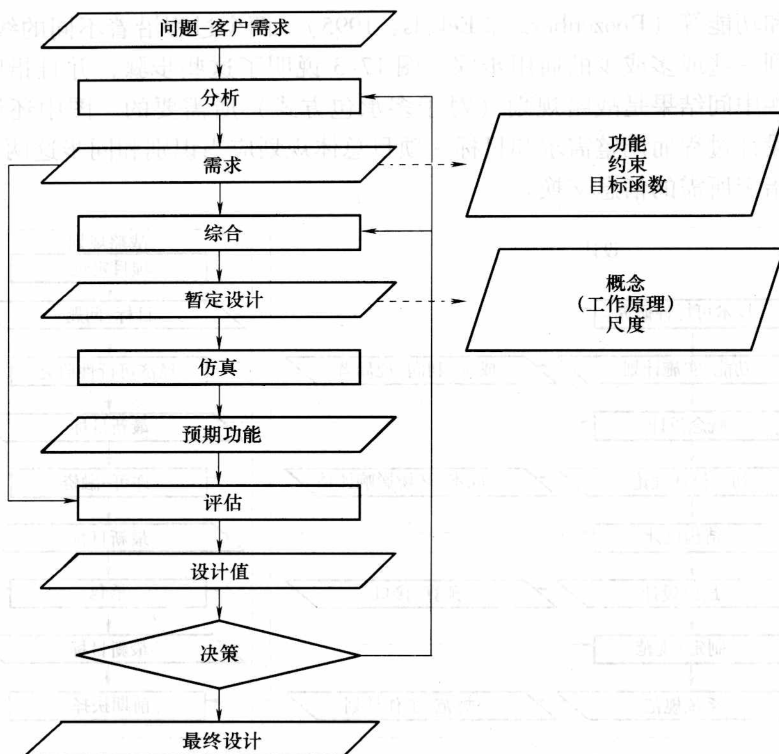


图 17-4　一个设计过程中的基本步骤和信息。

改编自 Roozenburg 和 Eekels（1995）

们可进一步分为三类：功能、约束和目标函数。第一类指定期望什么类型的行为。这些期望功能通过工作原理与综合解决方案关联。本章将使用术语“概念”来对揭示这些工作原理的解决方案进行描述。第二类明确了允许或禁止哪些内容。这可能包括不可接受行为的一个说明，但多数约束以解决方案特定属性的限值或范围来表示。参数值的约束通过尺度与设计解决方案关联，任何一套设计解决方案的尺度均需满足作为代表并且是可接受的解决方案。最后，目标函数表示了可接受的解决方案如何排列。设计过程目的是优化目标函数，服从于约束以及可用的设计源。一套解决方案在目标函数方面得分的好坏通常被称为性能。

17.3.2　陆上风能与海上风能的差异

1. 不同的条件

提到海洋，有几个条件与陆地相比发生了变化。表 17-2 列出了风电场环境的最显著变化。为了理解这些条件的差异如何影响设计解决方案，需要理解条件的差异对功能、约束和目标函数的影响。对于这三类需求中每一类的影响在下面进行了处理。

表 17-2　陆上和海上风电场的条件差异

	陆　上	海　上
表层条件	陆地（有障碍物）	水
风气候	低风速/高湍流	高风速/低湍流
空气条件	温和/干旱	咸的/潮湿/腐蚀
生态环境	主要是鸟类	鸟类/鱼类/兽类/海底生物
社会环境	居民区/工业区/景观	运输/开采/自然保护

2. 变化的功能、工作原理及概念

与能量主要过程、转换和输送相关的功能保持不变。环境因素没有根本性的理由对这些功能运用其他的工作原理，因此陆上风电场使用的概念也能够应用于海上风电场。实际上，海上风力机和电力基础设施与陆上系统有极大地相似性。

在海上，支持能量变换器和电力设施的功能仍保持不变，但出现了一些新的潜在的工作原理。对于陆上支撑结构来说，载荷可直接转移到固定的地面上，但是在海上是根据浮动支撑结构的概念来使用其浮力。尽管这些概念是风能的新概念，但工作原理早已用于其他的海上应用。

海上的流程受到环境的影响很大。后勤功能如人员和硬件的运输、确保进入和安装等与陆上相同，但是海面需要完全不同的工作原理。因为类似的功能在其他海上应用中也有需求，所以可以在一定程度上复制其工作原理和概念。

3. 变化的约束和尺度

约束公式和值中的最大变化，可在海洋环境的下列结果中看到：

1）没有逻辑的障碍。

2）水动力和冰载荷。

3）其他风载荷（风速和湍流的参数变化）。

4）其他材料的恶化（腐蚀较多）。

5）低的噪声限制。

6）较少的其他视觉影响的限制。

7）较少的其他空间的限制。

8）限制对自然影响的选址约束。

明确应对这些变化的实例，是在海上运输和安装前预装配大的子系统，加固支撑结构、密封机舱、增加叶尖速比（能量转换效率更高但噪声更大）、采用阵列排列（取代线性排列）和增加每个风电场风力机数等。由于工作原理和物理特性已从陆上及其他海上应用中获悉，可基于已有的知识来评估一个解决方案是否满足约束；然而，对于适当的尺度，这些知识和仿真工具就不得不针对海上风能做出调整。

4. 变化的目标函数

一个风电场的性能可用多个标准来衡量，例如对电力供应的贡献、其电能质量

以及对环境的影响。大多数权重总是附加于能量成本上。这不是海上与陆上的差别。然而，这个性能指标的值和贡献对于这两种情况有很大不同。给出一个大概的数字，海上风电场的能量成本大约比陆上较好位置的风电场能量成本高 1.5 倍。这强调了对合理优化的需要。图 17-5 展示了成本分布的差异。由于海上风电场的成本在几个主要贡献因素上较平均地分布，海上风电场的优化不能集中于某一单独方面。由于元素之间的相互作用，优化不能对每个元素执行，而必须从系统角度来进行。这是海上风电场集成设计的一大挑战。

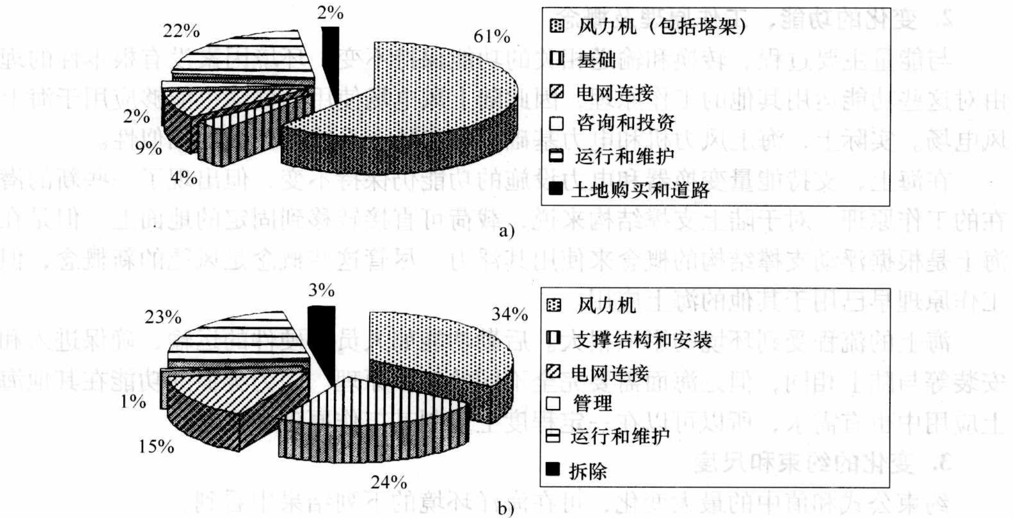


图 17-5　陆上风电场和海上风电场平均化产品成本的典型分布。陆上数据基于典型范围，摘自 Morthorst，2004；海上数据来源于 Kühn 等，1996

a）陆上风电场　b）海上风电场

17.3.3　非技术性问题

1. 特征描述

尽管海上风电场本质上是一个技术性系统，其概念不一定仅由技术因素所驱动。实现从风能到电能转换的过程以及环境对转换系统的影响等是受技术考虑所控制。实现预期功能的工作原理与避免例如过早崩溃的约束性条件等都是基于物理定律。但是，系统的评价和其对环境的影响则是由人类社会的价值体系决定的。有些价值观有正式的表示，如法律和法规，有些则是非正式的，如公共舆论。经济价值是人类相互作用复杂过程的结果。这种价值体系的动态变化是由社会团体内协调行为的结构即机构所管理的。机构可以是非正式的团体，如一个赞同 NIMBY 观念的团体，也有正式的组织，例如一个政府。这些都是影响风电场设计的非技术性问题。

非技术性问题及其动态变化的影响比那些遵循物理法则的技术因素更难于理

解。这种影响被理解得越透彻或者以规章的形式书面化，它们作为约束条件被纳入设计过程或纳入评估系统就越容易。在 17.3.2 节中已提到一些这种影响：变化的约束的最后四条和作为目标函数一个指标的能源成本都受到非技术性问题的影响。一些非技术性影响会导致高度不确定性和风险，这些不作为设计过程的一部分，却是规划过程中战略考虑的一部分。在平衡公司利益后，规划过程确立出目标函数的内部约束和标准。下面将阐述一些重要的非技术性因素以及它们如何影响设计和策略。

2. 法律和规章

法律和规章反映了官方认同与否，并提供一种方法来刺激他们发现值得的发展。官方在法律制定过程中平衡各方利益。大多数法律和规章在审批过程中执行，因此以一种自然的方式集成到一个项目的规划期内。有些法规在项目实施中执行，如一些劳动安全法规，且需要预先考虑到。法律法规因国家甚至因地区不同而不同。尚无希望将整个欧洲的法律法规统一，因为政府没有这样做的意图（欧盟委员会，2005a）。因此不同地方的要求也将不同。由于一些国家的法律法规经常变化，所以相关要求甚至会在项目开发阶段发生变化。

法律法规可通过多种途径影响策略和设计。审批过程可以设置明确的约束条件，如轮毂高度或风电场规模的限制等。这些约束条件很容易作为需求的一部分融入到设计过程中。对于满足最初建立的策略目标的约束条件，如果设计团队不能获得一个可接受的解决方案，那么约束条件仅仅影响策略。招标过程也能设定约束性条件，并且提供一些针对目标函数的附加性准则。用于投标排名的招标准则都必须包括在设计过程中，紧邻内部标准，而且每个的权重是一个战略选择。招标准则在设计过程中或多或少地要足够清楚，以便于在设计过程中使用。法律法规也规定了确定的流程，而其结果是不确定的。例如，可以规定与外部各方进行的协商咨询作为审批过程的一部分。由于存在不确定性，因此这些流程通常要求战略决策制定者与风电场相关方面设计人员间保持密切联系。

3. 社会中利益相关者

图 17-2 给出了在海上风电场开发过程中涉及的利益相关者的一个概况。很多利益相关者如供应商、顾客和政府等，可以通过其与项目开发者的经济或法律关系施加影响。一些社会中的利益相关者则没有直接影响风电场开发的这些手段。社会中重要的利益相关者如下：

1）海洋及海底的其他使用者。

2）环境利益组织。

3）航空和海洋交通控制（雷达）。

4）纳税者（津贴）。

5）沿海居民。

6）滨海休闲和旅游的供应商和消费者。

他们的利益以各种方式影响海上风电场的设计。如前面章节的内容所述，官方通过法律来权衡各方的利益。为了保护受到影响的个人或组织的利益，他们有机会要求在审批过程中对其自身利益进行评定，也可采取非正式途径。项目开发者和利益相关者之间的交流会促进相互理解和找到替代的解决方案。涉及的利益相关者在过去因避免反对审批而受益（Sorensen 等，2002）。用这种方式来解决利益冲突也可避免制定更严格的法律。所涉及的利益相关者的决定以及给予和索取之间的平衡是一个主要的战略。

4. 环境影响

作为利益相关者的利益，非人类环境的利益通过法律保护。环境影响评估（EIA）被要求作为审批过程的一部分。环境影响评估根据国家级的要求在不同的规模和层面上执行（欧盟委员会，2005b）。由于没有对所有海上风电场的潜在影响了解透彻，所以环境影响评估的要求并不总是定义最好的，还需考虑最坏情形。只要使环境受法律或环境组织的保护，那么前几节中提到的都是适用的。开发者可能会发现，为了维护正面形象，比要求的更加关注环境是具有战略重要性的。他们通常这么做，因为需要强调海上风能正面的环境影响（欧盟委员会，2005b）。

5. 经济因素

由于能源的成本和价值属于目标函数的主要指标，所以经济因素在设计方案评估中起着决定性的作用。从某种程度上说，成本和价值是由设计方案的技术决定的。例如较小的单桩要比较大的单桩便宜，简单的技术要比先进的技术廉价。然而，成本和价格也极大地依赖于市场经济。有些经济因素会受到谈判的影响，但有些经济发展则在开发商的影响范围之外。例如，钢铁的价格在 2006 年夏季和 2008 年夏季之间增长了一倍，而在 2009 年春季则下降约 1/3（TTI，2009）。对于设计方案的（可察）风险，存在转化成保险费用和融资成本的消极的经济价值，而融资成本也受投资市场的影响。经济的发展可能会导致相当大的不确定性，特别是对于收益的长期发展，如果是在没有通过协议价格或上网电价进行缓和的情况下。经济因素的影响不仅仅是设计问题，而且还需要战略选择。

17.4 风电场设计和集成（具体场地）

17.4.1 集成设计：是什么和不是什么

术语“集成设计”有多种理解方式。作为一个流行的词汇，它往往用来制造一种“将一切都已经考虑在内”的印象。尽管这样做很好，但是将一切都已经考虑在内未必会创造出更好的产品。集成设计方法实际上在其将过程、问题和方案分解成更小的、可管理和可理解的部分的能力上提供了最好的价值。作为集成设计的重要贡献者之一，系统工程为这些划分提供了结构框架，与此同时参与到各元素之间的交互作用中。参照图 17-4，这意味着将功能、约束性条件、目标函数和暂定

设计分成相对于系统层更小的部分。本节介绍一些应用于海上风电场设计的工具。多数工具选自 Hamann 和 van Tooren（2003，2004）提供的课程教材。这些工具将作为设计过程的一部分介绍，并给出它们的背景。目的不是描述实际中看到的设计过程或指定一种方法。相反的是，这些工具可提供方法的建议，这些方法是有用的并且在各种应用中得到了证明。由设计者来决定选择设计过程中一些点的最合适的工具。有些建议的工具在其他场合也能应用，如用于子系统或详细设计中。

事实上，风电场的设计有时看起来似乎是简单直观的，并不需要精密的工具。当通过法规设置了很多选址和风电场布局的边界条件时，或概念设计过多地复制自其他风电场时，子系统的详细化设计需要重点关注，在此情况下，许多与设计集成相关的问题都已固定了。

17.4.2　准备和场地选择

1. 需求规范和目标

参考术语描述了项目的预期产出、参与者、资源和总体规划。这些可在风电场开发之初草拟，并作为战略规划第一步的产出。在项目期间，它们可用来核对进度并符合最初的想法。设计过程中的首要任务是扩大和阐明参考术语中使用的目标和标准，以明确项目产出。如 17.3.1 节中所讨论的，识别了三种类型的需求：功能、约束性条件和目标函数。功能需求和约束一起构成了需求的清单，从而形成了设计问题的定义。功能需求在概念设计阶段很重要，因此将在 17.4.3 节中提到。约束条件可以由各利益相关者，如官方、输电系统运营商、公共事业单位、投资者、保险公司和公司管理部门来设定。约束条件适用于设计和设计过程的各方面，比如指定或禁止的方案、指定的分析方法，但是大多数情况下是针对方案的特定性能进行限制，如噪声级别等。可使用需求发现树来识别需求。这是一个“与”树，其中的底层需求总和相当于高一层的需求。在搭建“与”树的过程中，可采用不同的起始点。图 17-6 显示了一个需求发现树顶层的例子。

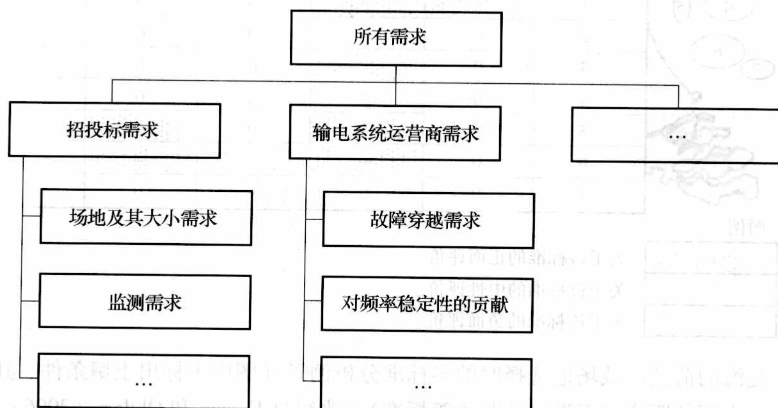


图 17-6　需求发现树顶层的例子

2. 场地选择和多目标分析

当外部未明确指定场地，但开发者有自由选择的权利时，有大量事情需要考虑。首先是前文中所述的约束性条件。最常见的约束是由其他人使用的排他性领域，如航运、军事演习、或提取其他自然资源等。其次，场址存在与目标函数相关的属性。在项目的早期阶段，准确量化场地对目标函数的影响是不可能的。因此，需采用性能指标。需要用多目标分析基于这些指标来获得整体的性能效果。以下列出了一种量化方法的步骤：

1）定义一组涵盖所有利益属性的系统级性能指标。

2）定义每个指标的度量。最好是计算值，如发电量等。否则，使用等级转化，如优秀 =10，良好 =8，一般 =7 等。

3）定义每一指标值的权重。

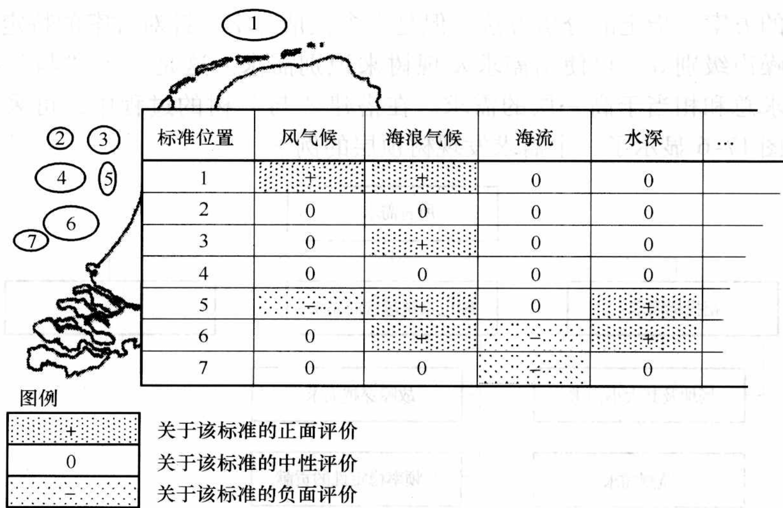
4）获得有关评估过程的协议并修订该协议。

5）给所有选项打分，乘以每个指标的度量和权重，并相加得到结果。

6）基于总分对选项排名。

7）合理对待排名，认可过程中的简化。

图 17-7 给出了一个未使用性能指标度量的简化的多目标分析的例子。可使用阴影或颜色得到得分的快速的视觉印象。一些为地理信息系统（GIS）应用而开发的成本模型将能源成本作为场地的函数（Kooijman 等，2001；Cockerill 等，1998）给出。这些可用来确定重要性能指标中的一个。



标准位置	风气候	海浪气候	海流	水深	…
1	+	+	0	0	
2	0	0	0	0	
3	0	+	0	0	
4	0	0	0	0	
5	−	+	0	+	
6	0	+	−	+	
7	0	0	−	0	

图 17-7 北海的荷兰区域场地选择时的多标准分析例子（图中未标出土壤条件、其他用户、至电网的距离和至港口的距离等标准）。改编自 Epema 和 Obdam（2006）

17.4.3　概念设计

1. 功能分解树、功能流程图及设计方案树

概念设计决定用于获得预期功能的工作原理。表 17-3 给出了一些海上风电场设计的例子。根据图 17-4 中步骤的逻辑顺序，功能定义要先于概念合成。事实上，功能定义在海上风电场设计中很少明确，设计者倾向于思考概念性的解决方案。这就刺激了早期方案的重现。若设计者意在创新，首先采用功能分解树或功能流程图来表达功能需求可能是一种有效的办法。两种图都能显示所有需要的功能，但是前者在“与”树中使用等级顺序，而后者表示了函数如何根据时间被调用，给出其在并行、顺序、替代或迭代过程中的次序。对每一功能来说，可以草拟其候选方案的“或”树。该设计选项树中的最高层确定了这些功能的总体方案，例如重力基的基础。树中的每一节点，规划出了一系列可替代方案，例如固体或碴。本例中的后一个选项可以分成混凝土和钢。有可能需要在方案和功能之间反复。例如，“安装基础”的功能对于浮动基础的分解要比单桩更加不同。

表 17-3　功能、工作原理和概念的例子

功　　能	工 作 原 理	概　　念
保持结构的位置	垂直压力下的摩擦	重力基的基础
提供安装平台	海底纵向承受力	自升式管道
保护海底电缆	海底顶层屏蔽	电缆沟
避免船舶撞击	吸引注意力	指示灯

2. 部件关系，N2 图和系统协定

如果海上风电场仅仅是其部件的组合，那么可以单独为每个功能简单地选择最佳的设计方案。但是整个系统内部各因素之间存在着相互的影响。N2 图提供了各元素之间关系的概况。它展示了矩阵对角线的元素，并利用单元格来指示关系。图 17-8 显示了使用图 17-1 的风电场高层定义的 N2 图的格式以及特定关系的实例。各元素之间的关系影响了约束条件和目标函数的评估。图 17-8 给出的例子显示，安装载荷影响着海上风力机的强度和倒塌约束的评估。这必然将通过加固的需求来影响目标函数。目标函数也可能直接受到交互作用的影响。在出现尾流效应的情况下，风电场不同风力机的相互影响会降低发电量。而这些相互作用及其对约束和目标函数产生的影响是各要素的设计者之间需要紧密协作的指标。所举例子表明支撑结构和安装设计之间需要协作。

在概念设计阶段，洞察各要素的相互关系和其对目标函数的直接或间接的影响将有助于进行多个要素之间的权衡。讨论最多的权衡有两个，一个是维护成本和可利用性，另一个是风力机成本和效率。这涉及“风力机”和“开发”两个元素。在权衡中，目标函数的一个子质量的改善是以牺牲另一子质量为代价。通常需要量化信息和相关要素的参数分析来确定对目标函数的总体影响是正面的还是负面的。

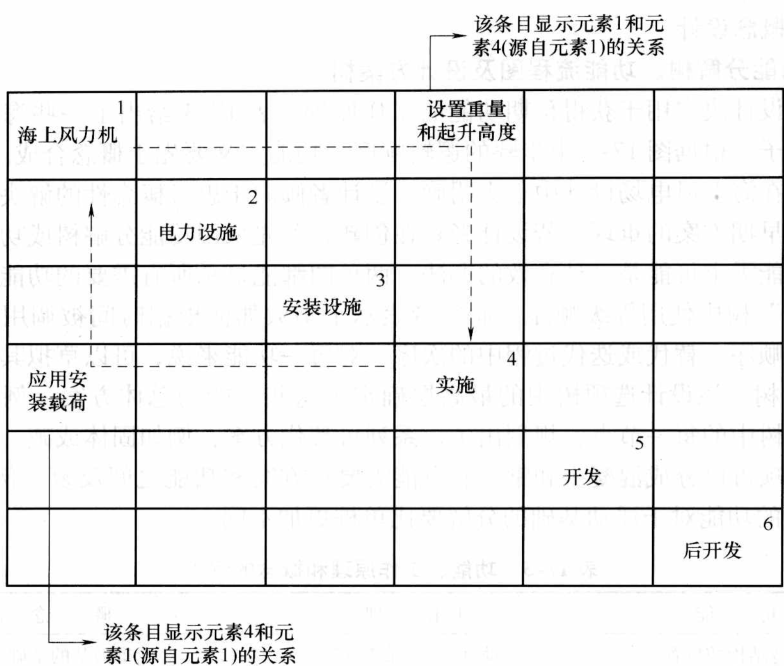


图 17-8　N2 图格式，显示了系统各要素的关系

17.4.4　初步设计

1. 方案分解和技术预算

早期设计步骤可以并且需要组织不同要素的设计者之间进行大量的交流。但是，随着设计变得更加细化和耗时，日益庞大的设计团队一起工作且使每件事保持设计迭代变更已不再可能。在此情况下，设计过程的架构应该便于工作的进一步划分。考虑到这一阶段需确定高层的概念设计方案，常用的方法就是根据几个部分中方案的分解和要素的聚类把项目队伍进行分解。正如 N2 图所表示的，各要素之间关系的理解有助于弱关系集群的方案分解。这如图 17-9 所示。图中各方块表示在一个分层“与”树中的方案要素，其下面的线表明了联系的强弱关系。重组层次

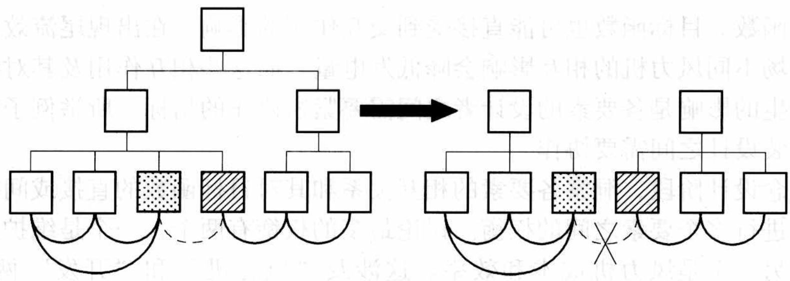


图 17-9　集群间的弱联系方案分解（正方形代表方案要素，弧线代表要素间的关系）

结构将形成仅有弱关系的集群。在一个集群工作的设计人员需要强有力的日常联系，但与另一集群的联系可以或多或少的自主化。

系统工程师和项目管理者需要确保整个系统的性能和弱联系的影响。为了消除日常设计过程中的弱联系，可用指定的关联影响的接口定义来替代这些弱联系。物理连接的几何规范作为两个集群间的约束条件。其他如接口载荷等规范，作为某个集群（N2 图中的原始要素）的约束条件和其他要素（被影响要素）的外部条件。技术预算可用来把系统目标分割成各集群的目标，例如总成本或电力损失的划分等。技术预算和接口定义在较长时间间隔内被重新审视，并且仅在强有力的论据下才会改变。

2. 成本建模和数值优化

考虑到能源成本在目标函数中的主导性作用，成本建模可用于支持设计过程。成本模型使用工程设计模型、已有部件成本数据的曲线拟合、报价、估价将成本和发电量表示为主要设计和接口变量的函数。对于风力机设计，风轮直径和额定功率通常被用作独立变量，而对于风电场，如位置、风电场容量和风力机数量将作为变量。结合风电场不同要素的成本模型，就能评估出总成本（Elkinton，2007）。数值优化是工程设计模型的一部分，用来确定特定要素的设计，还可用于成本模型的外围来使风电场成本最小化。

成本模型有助于为总成本和支撑技术预算确定现实目标。设计者可以使用工程设计模型和数值优化来作为支撑尺度。

3. 集成分析

N2 图帮助识别哪些部件集群间有很强的物理联系。尽管在设计过程中强调这些集群的集成并不总是实际的，但认识到这些联系对（子）系统属性的影响是非常重要的。多数研究可能是针对风轮机舱组装和支撑结构之间的相互联系。而实际上两者明显不是在一起设计的，因为对于风电场设计者来说风轮机舱组装是现有的成品。但研究表明了使用支撑结构和风轮机舱动态的集成模型评价风和波浪载荷的组合影响的重要性。设计过程越方便，这类集群的集成分析、约束条件和目标函数的评估将越准确。

17.5　海上风电场技术开发（通用目的）

17.5.1　具体场地设计集成的差异

17.4.1 节讲述了系统集成设计的价值在于将设计分解为更小部分的能力，同时还能维持它们与系统级需求和属性的联系。海上风电场的一些重要元素，如风轮机舱装配和安装船等的设计，将优先于风电场的规划和设计。因此这些元素的设计人员需预见其产品如何被用户使用，以便评估其满足开发商最终为风电场设定的需求的能力。与风电场其他元素设计过程的相互联系将由供应商/客户的联系代替。

因此，设定接口需求和技术预算将成为产品市场分析和战略规划过程的结果。不过在前面章节提到的用于具体场址设计的一些工程工具和知识对可用于不同风电场的产品的设计仍然有用。本节将这种工程贡献看成通用型设计，并对实际研究和设计进行一些观察。

17.5.2 集成工具间的相关性

如17.4.1节在关于具体场址设计部分的第一段落提到的，集成设计工具的价值在很大程度上是其分解过程、问题和方案的能力。尽管这减少了设计过程的交互性，但它也是识别和控制重要交互性的一种措施。在通用设计中，由于风电场的剩余部分是在后一阶段设计，因此很多设计交互不可能在一起。而集成工具仍将有助于将设计放在产品的未来应用的背景中。由于海上风电场的设计方案存在着很多相似性，使用上述工具需要的很多信息可以预先考虑。特别是在一个特定的细分市场被选中的情况下，如具有高风速的浅水场地。放大不同风电场的设计方案就会显示越来越多的差异，这表明在某些时候工程工具的类属描述将不再充分。表17-4给出了17.4节中提到的工具的概述，而且还指出了它们如何能为通用设计所用。

表17-4 通用产品设计过程中的设计集成工具的应用

工 具	用 途
需求和需求发现树列表	作为风电场开发商收集同类需求，例如通过面谈评估非正式需求。识别相关需求的子集
场地选择的多目标分析	风电场开发商的评价标准和权值，及对这些通用设计的基本目标。认识相关标准对整体性能的重要性
功能分解树、功能流程图和设计方案树	利用通用设计的功能图来评估功能层次结构、与系统其他部分的接口、与整体功能的一致性。利用功能和设计方案的相反工程或以前的风电场
N2图	用整个风电场的N2图来评估确定前文所述工具的需求和功能关联的交互性
方案分解	识别强联系的集群可能导致战略合作，或对产品边界进行扩展以能有更多的协调设计
技术预算	为确立合理目标，基于文献或调研，进行风电场目标的技术预算
成本建模、工程模型、数值优化	使用风电场成本模型设定合理目标，并用与具体场地设计同样的方法获得初始的设计
集成分析	使用一个或多个元素的参考设计，其综合分析是可取的

17.5.3 案例分析

能被称作通用设计集成的本质是其在海上风电场最终应用中包含了预期的效果。为了能达到该预期效果，几个设计研究项目将通用要素设计看作是海上风电场设计项目的一部分内容。在这些项目中，制定一个或更多的案例来设定海上风电场设计的条件。这种设置可以通过对已定义案例的设计集成进行未来环境通用性设计的分析。此类案例分析可充分利用17.4节中讨论的集成工具，而不是前部分的简

化版本。在研究项目的示例中可以观察到的这种方法是 Opti-OWECS、“大规模海上风电场成本优化”和 DOWEC（Kühn 等，1998a；ELKRAFT，1999；Hendriks 和 Zaaijer，2004）。这些项目利用不同公司的合作为集成设计创造合适的设定条件。设计通用产品的企业可以考虑从其他公司租用设计服务来针对他们的设计过程中的某些关键点进行相似的设置。但必须指出，这种类型设计集成的有效性原则上受已选案例的限制。

17.5.4　实际的技术开发

17.5.1 节指出通用元素的设计者们面临对其产品在未来海上风电场中的价值进行预测的压力。显而易见，对通用元件未来应用的任何形式的预期需要超出设计团队的专业知识和范围的知识领域。企业越来越多地通过聘用有相关互补性知识的人员、与研究项目的其他企业合作及互相参加对方的会议来解决该问题。而这些企业如何处理实际中的集成问题则是不明显的。相对于进行真正的海上风电场集成设计，前两节建议采用的代理集成方式并不是最优的。虽然企业可能会采用相似的或更先进的方法，但在公共领域无相关证据。然而，实际观察到的设计过程和方案中的许多方面可以用本章提出的观点来解释。一些实例如表 17-5 所示。有趣的是，几个具体场址元素的概念设计早于风电场设计实施。实例是基础概念、漂浮概念和维护策略的开发。虽然这些概念的尺度将在具体场址设计中将被敲定，但这些概念的知识被认为是更加通用的。这些知识的产生需要大量资源，这些资源在风电场开发项目中通常是不可获得的。因此，开发了具有应用于未来很多风电场的潜力的深化创新所需要的知识。

表 17-5　用本章观点解释实际开发中观察的案例

观测的样例	成　因
机舱中的气候控制	基于海上的（天气）条件，由用户设置的预期约束性条件
提高风轮的叶尖速度	减少的噪声约束可增加电力性能和降低成本
倍增	由于固定成本高（规模独立），在增加发电量和减少成本之间的权衡
重点提高可靠性	风力机性能、运行和维护成本、可利用性之间的权衡
综合载荷的分析工具	风轮机舱和支撑结构的集成分析的需求
驶入船只概念	驶入海上的新工作原理
安装设备船只类型	增加设备成本和提高安装性能（更快和更便宜）的权衡
安装船概念	目前的设计方案外推得到未来的设计

17.6　未来趋势

17.6.1　背景及需求的发展

在海上风能应用之初，在现有的法规未能完全适用于新应用时，大量的新法规

被制定出来了。截至本文发稿时，海上风能仍在持续发展，有些问题还未解决。大多数国家正在争论海上输电系统是否应该由输电系统运营商（TSO）或风电场开发商负责。作为输电系统运营商的责任，应建立海上电网，使得海上风电场并网并进行电力的国际间交换。关于环境影响的新知识以及人们对累积影响的关注影响着环境影响评估（EIA）法规。随着海上风能开发的进一步向前推动，将远离港口设施并进入更深的海域，并导致支撑结构和后勤供给的其他情况。

17.6.2 设计目标和组织的发展

早期的海上风电场是小型的示范项目，可获得所有利益相关者的大量支持。设计者可以专注于技术，大量依赖陆上风能和海上工业中使用的方案。海上风电场的规模和数目的增加已经提高了利润目标，并对风险以及对社会、环境和电力系统的影响提出了更严格的约束条件。为了满足目标和约束，人们越来越感兴趣于从技术的复制转移到创新方案并致力于应用。这就意味着设计领域的延伸，更多新的选择将被开发。这种创新性的探索将会在今后一段时期内持续。

如17.2.3节中所讨论的，可以观察到合作的不同法律结构影响着设计集成的可能性。增加的需求也增强了设计集成的需求。项目开发商在设计集成中将发挥日益重要的作用，已经可以看出他们正在形成必要的专业技能。

17.6.3 设计方法的发展

本章中简述的方法仅是各种可能性方法的摘录。尽管这些方法和其他方法在其他不同的应用场合已测试过，但还不足以证明其对于海上风电场设计的有效性。由于海上风电场的历史较短，以至于许多用于支持设计集成的方法仍需试验。发展的第一步是企业应建立自己的通用实践机制。从更长远来看，其他应用中开发的更多更新的方法将在该领域中变得适合并得到测试。实例是基于知识的工程和设计工程机。后一种方法便于多学科设计分析和优化。这些方法在UpWind项目中正在被开发和测试（Anon.，2010）。此外，支持通用设计集成问题的方法也将被开发，尤其是风轮机舱组装的设计。

17.6.4 技术趋势

如17.6.2节所提到的，专用的技术创新日益受到人们的关注。已经可以观察到许多创新，这意味着技术的演变。实例如带有自升式设备的船只类型、在海港组装的两只风轮叶片“兔子耳朵”安装方法、具有坚固的笼型发电机或永磁发电机的全变速风力机等。为满足向更远的海上发展，已开发了三脚架和桁架式塔架，未来这可能导致漂浮式风力机、更大的风电场、可调节的维护船只甚至海上工作平台的出现。各种变革概念上的转变被建议，如回到失速控制、两叶片风轮以及垂直轴风力机。建议采用爬升式起重机、自行安装的风力机或在港口完成全部组装来避免使用起重设备。正在开展各类风电场布局和控制的研究，包括风力机集群的速度控制和直流连接等。带有多个功能、包括能量存储的所谓“能量岛”作为一种候选的集成方案将被提出。这些建议中的哪一个最终成为现实，此时还是一个有趣的辩

论点。

另一辩论点是海上风电场中风力机的最佳尺寸。海上风力机的典型尺寸已超过了陆上风力机。这有助于降低海上运行和结构的成本，该成本非常高但随着风力机尺寸增加而良性增加。风力机增大的潜力由扩大规模的模型来评估，它将载荷、应力、质量、转速、额定风速、能量产出和成本等属性与风力机的尺寸联系起来，通过风力机的额定功率和风轮直径来指示。缩放模型有助于识别设计驱动和技术变化的需求。当与海上风电场的其他要素的成本模型结合时，尽管必须考虑实质的不确定性，但它们会支持最佳尺度的评估。

17.7　更多信息和建议的来源

对于海上风电场的有效设计，需要多种学科的知识，至少包括应用技术的物理学知识、工程设计方法和技术开发的管理方法。在本节中将建议各种论述海上风能具体背景中这些问题的更多信息来源，以及处理设计方法通用性方面的一些来源。

在本文撰写期间，关于海上风能技术唯一的综合性教科书是由 Twidell 和 Gaudiosi（2009）编写的。有些关于风能的教科书有个别章节对海上风能进行了介绍（Hau，2005；Manwell 等，2002；Kühn，2002）。许多研究项目提供了公开的报告。除了 17.5.3 节和 17.6.3 节中提到的项目外，比较引人关注的有 CA-OWEE，Downvind、COD 和 WE@ Sea 项目。有些项目的网站链接通过 Zaaijer 等（2008）的网站可以找到。海上风能的相关文章在各类关于风能的期刊如风能、风力工程和太阳能工程专刊等中也可找到。其中风能杂志在 2009 年出版了两期海上风能的专刊（第 12 卷，第 2 期和第 5 期）。关于海上风能有一系列会议集，如欧洲海上风能（EOW），地中海和其他欧洲海域的海上风能（OWEMES），也有其他会议系列有关于海上风能的会议，如欧洲风能大会（EWEC）、世界风能大会（WWEC）、国际海洋和极地工程会议（ISOPE）、海洋、近海和北极工程国际会议（OMAE）等。所有这些资源探讨了许多问题，如资源、气候条件、环境影响和具体技术。但是除了优化算法外，设计方法却很少提及。

在通用性设计方面已经有大量的教科书。它们不约而同地讨论特定性质的设计问题，如消费品设计、工程设计或系统工程。实例是 Cross（2000）、Hubka 和 Eder（1988）、Kroll 等（2001）、Otto 和 Wood（2001）、Pahl 和 Beitz（1996）、Ullman（2003）、Ulrich 和 Eppinger（2000）等书，但许多其他书同样有用。有很多会议和期刊是关于产品设计和工程设计的，如工程设计杂志、工程设计研究和设计研究杂志等。设计师和设计研究人员通过各种协会来自我组织，如设计委员会、工程设计代尔夫特中心（DCED）。这些资源对系统的一般概述及选取工具是非常有用的。但关于海上风电场设计方法的应用方面的大量确切信息，至今仍没有相关的来源提供。

17.8 参考文献

Anon. (2010), *Upwind*. EWEA. Available from: *http://www.upwind.eu* [Accessed 28 January 2010].

Cockerill, T T, Harrison, R, Kühn, M and van Bussel, G J W (1998), *Opti-OWECS final report, volume 3: comparison of offshore wind energy at European sites*. Delft: Institute for Wind Energy.

Cross, N (2000), *Engineering design methods: strategies for product design*. Chichester: Wiley.

Elkinton, C N (2007), *Offshore wind farm layout optimization*. PhD dissertation. Amherst: University of Massachusetts.

ELKRAFT. (1999), *Cost optimizing of large-scale offshore wind farms, final report*. Haslev: SK Power Company.

Epema, T and Obdam, T (2006), *Offshore wind farm design: OE5662*. Student assignment report. Delft: Delft University of Technology

European Commission. (2005a), *Concerted action for offshore wind energy deployment (COD), work package 3: legal and administrative issues*. Utrecht: SenterNovem.

European Commission. (2005b), *Concerted action for offshore wind energy deployment (COD), work package 4: environmental issues*. Utrecht: SenterNovem.

Hamann, R J and van Tooren, M J L (2003), *Systems engineering and technical management techniques – part 1*. Delft: Delft University of Technology.

Hamann, R J and van Tooren, M J L (2004), *Systems engineering and technical management techniques – part 2*. Delft: Delft University of Technology.

Hau, E (2005), *Wind turbines: fundamentals, technologies, application, economics*. Berlin: Springer.

Hendriks, H B and Zaaijer, M B (2004), *DOWEC: executive summary of the public research activities*. Petten: ECN.

Hubka, V and Eder, W E (1988), *Theory of technical systems: a total concept theory for engineering design*. Heidelberg/New York: Springer.

Kleineidam, P (2007), *Multi-contracting: how to manage the supply limits*. Available from: *http://www.eow2007proceedings.info/allfiles/270_Eow2007presentation.ppt* [Accessed 6 March 2008].

Kooijman, H J T, de Noord, M, Volkers, C H, Machielse, L A H, Hagg, F, Eecen, P J, Pierik, J T G and Herman, S A (2001), 'Cost and potential of offshore wind energy on the Dutch part of the North Sea'. In P Helm and A Zervos (eds.), *European wind energy conference: wind energy for the new millennium* (pp. 218–221). München-Florence: WIP-Renewable Energies-ETA.

Kroll, E, Condoor, S S and Jansson, D G (2001), *Innovative conceptual design: theory and application of parameter design*. Cambridge: Cambridge University Press.

Kühn, M (2002), 'Offshore wind farms'. In R Gasch and J Twele (eds.), *Wind power plants: fundamentals, design, construction and operation*. Berlin: Solarpraxis.

Kühn, M, Bierbooms, W A A M, van Bussel, G J W, Ferguson, M C, Göransson, B, Cockerill, T T, Harland, L A and Vugts, J H (1998a), *Opti-OWECS final report, volume 1: integrated design methodology for offshore wind energy conversion systems*. Delft: Institute for Wind Energy.

Kühn, M, Bierbooms, W A A M, van Bussel, G J W, Ferguson, M C, Göransson, B, Cockerill, T T, Harrison, R, Harland, L A, Vugts, J H and Wiecherink, R (1998b) *Opti-OWECS final report, executive summary: structural and economic optimisation of*

bottom-mounted offshore wind energy converters. Delft: Institute for Wind Energy.

Manwell, J F, McGowan, J G and Rogers, A L (2002), *Wind energy explained: theory, design and application*. Chichester: Wiley.

Morthorst, P E (2004), 'Costs and prices'. In H Chandler (ed.), *Wind energy – the facts: an analysis of wind energy in the EU-25*. Brussels: EWEA.

Otto, K N and Wood, K L (2001), *Product design: techniques in reverse engineering and new product development*. Upper Saddle River, NJ: Prentice-Hall.

Pahl, G and Beitz, W (1996) *Engineering design: a systematic approach*. Berlin/Heidelberg/New York: Springer.

Roozenburg, N F M and Eekels, J (1995), *Product design: fundamentals and methods*. Chichester: Wiley.

Sorensen, H C, Hansen, L K, Hammarlund, K and Larsen, J H (2002), 'Experience with and strategies for public involvement in offshore wind projects', *Int J Environ Sustainable Dev*, 1, 327–36.

TTI. (2009), *Steel price trend*. Fort Worth, TX: TTI. Available from: *http://www.ttiinc.com/object/ME_Materials_Steel* [Accessed 25 March 2009].

Twidell, J and Gaudiosi, G (2009), *Offshore wind power*. Brentwood: Multi-Science Publishing.

Ullman, D G (2003), *The mechanical design process*. New York: McGraw-Hill.

Ulrich, K T and Eppinger, S D (2000), *Product design and development*. New York: McGraw-Hill.

van Rooij, R P J O M (2001), *Terminology, reference systems and conventions*. Delft: DUWIND.

Zaaijer, M B *et al*.. (2008), *Offshore wind energy – information for professionals*. Delft: DUWIND. Available from: *http://www.offshorewindenergy.org* [Accessed 1 August 2008].

第18章　海上风能系统的运行和维护

L. W. M. M. （LUC） Rademakers，H. （HENK） Braam，T. S. （TOM） Obdam，荷兰能源研究中心（ECN），荷兰

摘要：目前，欧洲与美国已经制定了安装大型海上风电场的计划。对于海上风电场，运行和维护（O&M）成本占据了能源成本的很大一部分，大约为30%。本章中将会讨论O&M的相关问题，例如风力机的可靠性、天气状况、运送人员的装备、用于部件吊装的起重船只，以及监测系统的应用。由于目前几乎没有关于海上风电场的运行经验可用，正在使用模型来估算成本和停工期。本章中，描述了用于风电场规划阶段的模型，需要用此模型来评估财务风险。此外，描述了一种方法，利用运行数据来估计一个运行中的风电场未来的O&M费用。这种方法的关键在于收集和分析运行数据的结构化方法，例如故障和维护数据、SCADA数据，以及来自状态监测程序的结果。

关键词：运行和维护，海上风能，成本估算

18.1　引言

18.1.1　海上风电场及其运行和维护

海上风电场的典型布局如图18-1所示。风电场包括大量的风力机、开关设备以及变压器（绝大部分安装在风电场中），还有岸上的变电站将电能输送到电网。第一个海上风电场安装在离岸距离较小的浅水区域，以获得这个新工业分支的初步经验。如今，大多数风电场安装在离岸8～30km，水深8～20m的区域。通常，使用单桩作为基座，风力机塔架通过转接件固定在单桩上。海上风电场的容量一般为50～200MW，由额定功率为1～3MW的风力机组成。未来的风电场计划距离海岸更远，包含容量更大的单台机组，一般为5MW，总装机容量将是200～500MW。为了使风力机能够安装在更深的水域并降低安装成本，目前正在开发新型的基座。

海上风电场的所有系统与零部件都需要维护。一般来说，风力机需要每年检查两次，每次检查持续3～5天。未来的目标是改进风力机的可靠性和可维护性，减少定期维护的次数，一年不超过一次。除了风力机的维护，基座、防冲保护、电缆以及变电站也需要定期检测和维护。在运行的前几年，对于大多数风力机，基座、防冲保护、电缆以及变电站的检测通常是一年一次。只要有足够的信心确保这些部

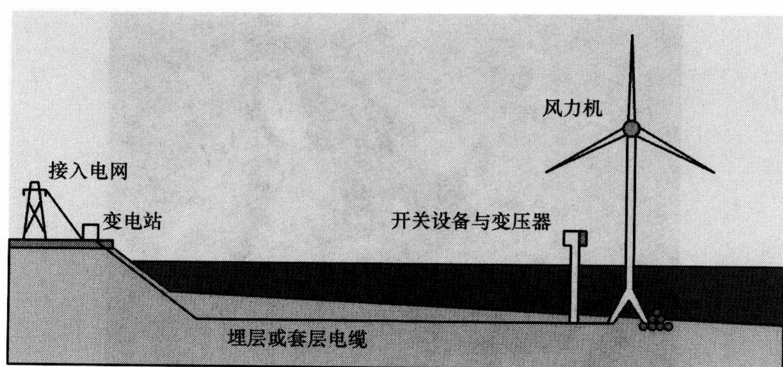


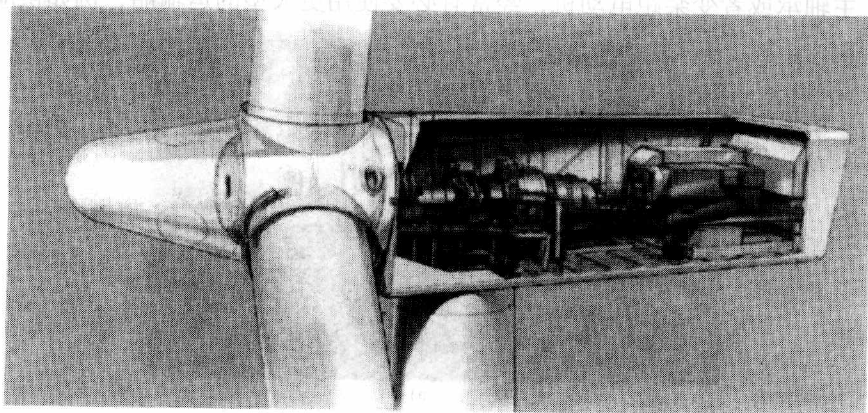
图 18-1　海上风电场的典型布局图[1]

件不会损耗过快，运行者可以选择更长的检测周期，或者只检测整个风电场中的一部分。

海上风电场相关的维护包括以下几个方面：

1）风力机的可靠性：风力机制造商以这样的方式设计其海上风力机，与陆上风力机相比，单个部件更加可靠，并且能够经受典型的海上工况。这可以通过减少部件的数量、选择质量更好的部件、运用气候控制、对齿轮箱轴承使用自动润滑系统等方法来实现。通常，会以这样的方式调整风力机的控制，不是每个单一故障都会导致停机。使用更好的诊断设备和冗余的传感器能有助于达到这个目标。

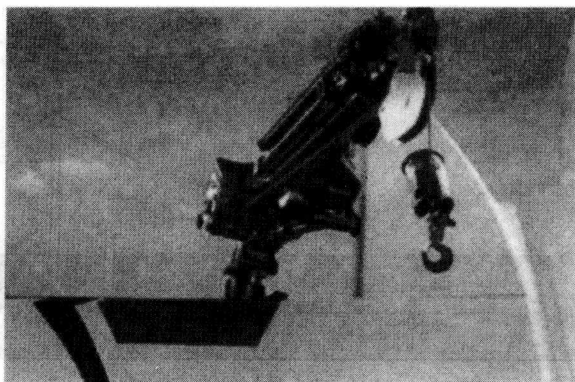
2）风力机的可维护性：如果海上风力机出现故障，维护技术人员需要进入风力机并实施维护操作。特别是在大型部件故障的情况下，海上风力机可以通过模块化设计或者安装在内部的起重机起吊大型部件来调整海上风力机，使得大型部件的更换更加容易，如图 18-2 所示。



a)

图 18-2　内部安装起重机的例子

a）西门子 3.6MW 风力机



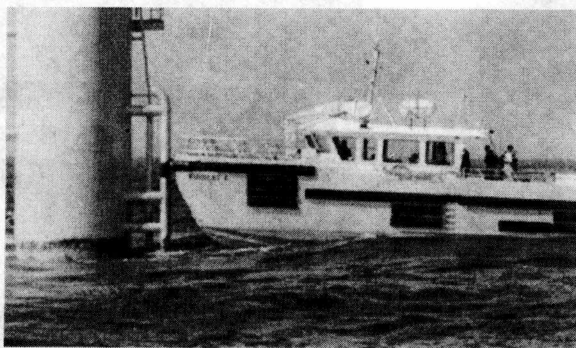
b)

图 18-2　内部安装起重机的例子（续）

b）Repower 的 5MW 风力机

3）天气状况：海上天气状况，主要是风速和浪高，确实对海上风电场运行和维护（O&M）的流程具有较大影响。维护活动以及大型部件的更换只有在风速和海浪足够低时才能被执行。因此，定期维护活动通常在夏季计划实施。如果在冬季发生了故障，恶劣的天气有可能导致技术人员无法接近风力机进行维修，这将会导致较长的停工期，随后导致经济损失。

4）运输和进入船只。对于现今的海上风电场，小型船只例如 Windcat、Fob Lady 或者 SWATH 船，正在用于将人员从港口运输到机组。天气恶劣时，也会使用直升机，如图 18-3 所示。硬底橡皮艇（RIB）仅用于短距离且天气很好的情况下。图 18-3 所示的接近方式也可用来运输一些小型备件。对于中型部件，例如偏航驱动器、主轴承或者变桨距电动机，经常有必要使用更大型的运输船，例如供应船。



a)

图 18-3　维护技术人员使用的运输和进入风电场的设备举例

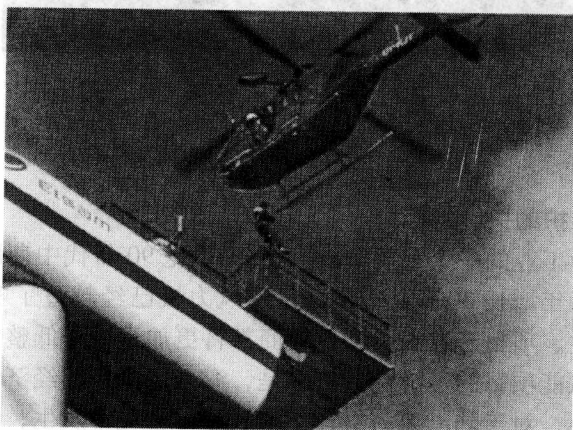
a）Windcat 工作艇



b)



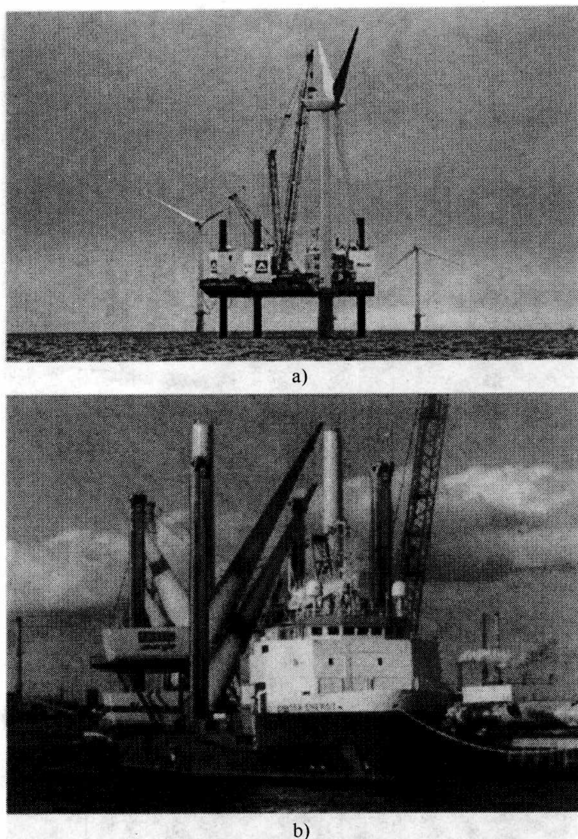
c)



d)

图 18-3　维护技术人员使用的运输和进入风电场的设备举例（续）
b）Fob Lady 船　c）SWATH 船　d）直升机

5）起重船只和自升式平台。对于更换大型部件，例如风轮叶片、轮毂和机舱，一些情况下还需要更换齿轮箱和发电机，则需要雇佣大型的起重船只，如图 18-4 所示。



a)

b)

图 18-4 用来更换大型部件的额外起重设备的例子

a）自升式平台 ODIN b）起重船只 Sea Energy

18.1.2 运行和维护的关键指标

风能已经成为工业的一个重要分支。从 20 世纪 90 年代中期以来，很多欧洲制造商的年销售额每年增长 30% ~40%。目前风力机已经越过了实验阶段，设计人员、制造商、业主、项目开发人员和供应商都将更加重视降低整个寿命周期中的运行成本，来提高风能项目的经济性。特别是，海上风电场的经济性很大程度取决于风力机的故障特性。对于陆上风力机，小型故障尽管经常发生，但对可利用性的影响很小。然而对于海上风电场，由于难以靠近和昂贵的维修费用，这些小故障会导致高不可用性以及高运行成本。

对于陆上风力机，已经收集并分析了大量运行经验，在这些当中如已出版的参考文献［2，3，5］；也可见表 18-1。然而，对于海上风电场，几乎没有运行经验被系统地采集、分析并公开公布。表 18-2 给出了最近发布的一些数据。

这些数据收集在公共数据库中并且公开，在解读时应分外小心。

表 18-1　陆上风电 O&M 的关键指标（投资成本为 1000 欧元/kW）

故障率	1.5～4 次故障/年
可利用率	>98%
服务合同	每年 0.5%～0.8% 的投资成本（5～8 欧元/kW）
服务合同，包括保修	每年 1.0%～1.6% 的投资成本（10～16 欧元/kW）
故障维护成本：5 年	每年 0.5%～0.8% 的投资成本（5～8 欧元/kW）
故障维护成本：15 年	每年 4%～6% 的投资成本（40～60 欧元/kW）
寿命期内的平均 O&M 成本	每年 2%～4% 的投资成本
保险费	5～8 欧元/kW（机器损坏，第三方，财务损失）
平均生产成本（O&M 成本）	5～10 欧元/kW（维护的一半） 0.5（第 1 年）～1.5（第 10 年）欧分/kWh

表 18-2　最近出版的已有海上风电场 O&M 的关键数据[6]

风电场	国家	风力机	离岸距离/km	水深/m	运行和维护成本/(欧元/kWh)①
Middelgrunden	丹麦	20 × Bonus 2MW	2～3	2～6	1.20～1.90
指定的成本包括了 O&M 成本以及管理、保险、协调和用电成本。					
North Hoyle	英国	30 × Vestas V80 2MW	7～8	12	2.06～2.31
文章中提到，由于风电场还在保修期内，可用性和非日常的维护成本是由风力机制造商来承担的。不清楚这些维护费用是否包含在这些图表中。					
Scroby Sands	英国	30 × Vestas V80 2MW	2～3	13～20	1.45～1.46
根据文献，风力机维护成本已经包含在这些数据中。					
Kentish Flats	英国	30 × Vestas V90 3MW	8～10	5	1.55
数据中包括了风力机的 O&M 成本（从与风力机制造商的 O&M 合同中得到的估计值）及保险、租契和租金、调查、输入功率和管理成本。					

① 对于英国的风电场，运行和维护成本以英镑表示。出于比较的目的，这些数据使用 1 英镑 = 1.5 欧元进行了换算。这一汇率在该数据发布时是有效的。

1）在很多情况下，风力机业主没有义务向数据库提交数据（除了参考文献［2］中的情况）。因此，从这些数据库中获得的故障以及成本的数量应该被认为是最小值。

2）通常，维修故障的费用不是由风力机业主支付的；这部分费用由保修或者

服务合同来承担。图 18-5 给出了一个风力机在其寿命周期内故障维修费用如何发生的示例。明显可见在运行的前几年里，故障维修的费用并非直接由业主来承担。一般在第五年之后，保修合同终止，而在剩余的寿命期内 O&M 费用将如何发生，尚不清楚。

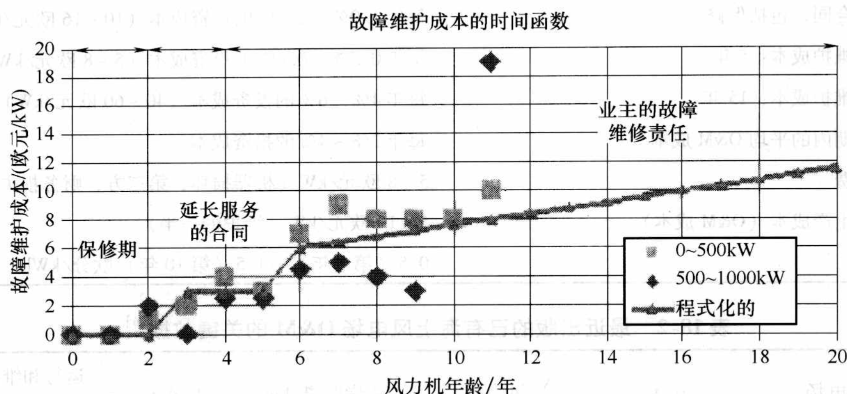


图 18-5　从风力机业主的角度看，寿命期内不同阶段的故障维护成本的发展[2]。该图显示了，在五年保修期之后，费用波动很大，并且维护成本还取决于风力机的容量

3）由风力机业主发布的数据经常提到一些注释，不是所有的费用都包含在内，见表 18-2 所示的示例。

由于海上风电场几乎没有公共的 O&M 数据来支撑新的风电场在设计阶段的可行性评估，ECN 开发了一个软件包，叫做 “ECN O&M Tool”[10-12]。这个工具如今在全世界范围内被应用，并且 ECN 使用它来帮助海上风电场的设计者在设计阶段分析 O&M 方面。通过近几年使用这种工具所进行的各种分析，可以得出结论，对于一个位于北海的典型海上风电场，O&M 的成本估计在 1.8 ~3.1 欧分/kWh 的范围之内，其中考虑了对风力机、基座以及电力基础设施的定期维护及故障维护的成本。

18.2　运行和维护事项

18.2.1　维护类型

一般来说，维护可以再分为定期维护和故障维护。故障维护通常在风力机停机或者出现明显故障时执行。定期维护倾向于防止设备出现故障，包括维修、服务或者部件更换。根据 O&M 手册和出版物（如参考文献［7，8］）。定期维护和故障维护能够被再细分为不同的类型，如图 18-6 所示。

1）定期维护。

① 基于日历的维护，基于固定的时间段或者固定数量的操作时间。

② 基于状态的维护，基于系统的实际健康状况。

2）故障维护。

① 计划内的维护，基于观测到的系统或者部件的退化（一个部件故障可能在预期时间内出现，在其发生之前即进行维护）。

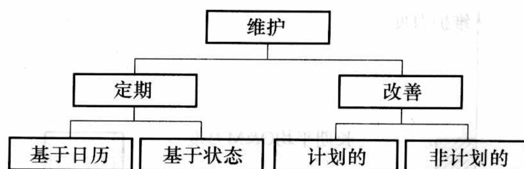


图 18-6　不同维护类型的一览图

② 计划外的维护，在系统或部件意外损坏后进行必要的维护。

基于状态的定期维护和计划内的故障维护都基于观测到的系统状态或者退化情况。这两类之间的主要区别在于基于状态的定期维护在设计时就是可预知的，但是不能预先知道何时必须实施维护，而故障维护根本不具有可预知性。对于风能应用，这种区别的实际意义并不是很明显，因此只需考虑三种类型的维护：

1）基于日历的维护。

2）基于状态的维护。

3）计划外的故障维护。

18.2.2　运行和维护计划的开发

一般来说，海上风电场的维护成本是通过评估故障维护、定期维护和基于状态的维护成本来确定的。如果在风电场的规划阶段，需要制定 O&M 计划时，通常可采用成本模型来分析不同 O&M 时期的成本和停工期。一般来说，需要先选择一个基本的准则，意思是使用小船将技术人员运送至风电场，而起重船用来运送需要更换的大型部件。如果认为估算的成本和停工期过高，分析人员可能选择其他方式来运送技术人员（如直升机），或选用自升式平台而不是起重船，并进行不同的方案的研究，对最具有成本效益的方案，可以考虑进行更详细的研究和技术评估。

图 18-7 画出了不同成本构成的示意图。O&M 成本包括的定期维护成本，通常由每年 1 ~2 次的检查来决定。3 ~4 年之后，由于齿轮箱中油的更换，定期维护的费用会有所增加。最高的是故障维护成本，将更难预测。由于初期的故障，风电场运行之初的故障维护成本可能比预期的高一些。最终，在每台风力机的寿命期内，预计将会有 1 ~2 次的大修（如更换齿轮箱或者变桨距驱动）。实际的更换将取决于观测到的状况。

定期维护的成本可以通过每年检查的次数乘以每次检查的成本来直接建模。停工时间等于技术人员实际检查风力机的时间。

对于故障维护和基于状态的维护，其成本建模的方法有些更为复杂，在下面章节中给出了一些考虑。

18.2.3　故障维护

对于大多数技术系统，其寿命期可以划分为三个阶段，如图 18-7 的示意图。

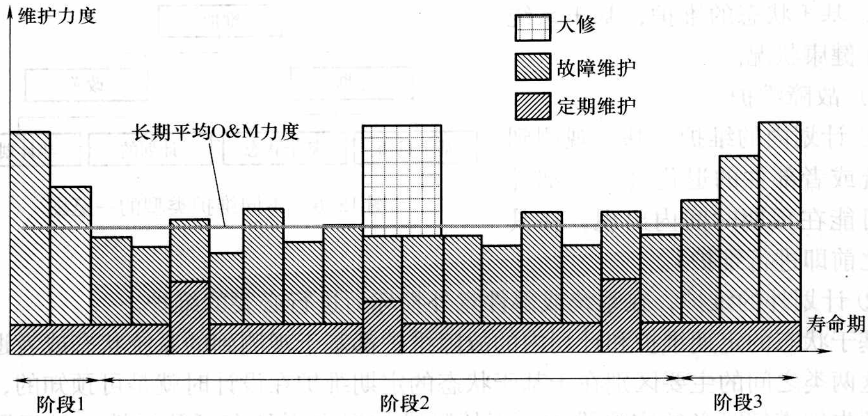


图 18-7 一台风力机在寿命期内所需维护的示意图。在实际中，没有一条线是常数；实际的维护每年都不相同

第 1 阶段：在试运行阶段，高温老化问题通常需要额外的维护（因此带来维护费用）。需要花费时间来对软件进行正确设置，纠正产品的小缺陷等。在这段时期，维护工作量通常随着时间而减少。风力机制造商通常会给客户提供一份开始五年运行维护的固定费用合同。合同包括试运行、定期维护、故障维护、保险以及机器损耗。

第 2 阶段：在这个阶段，可能会发生随机故障，并且在这个时期内故障率基本保持不变。然而实际中，实际的维护工作量每年都不同，并且在长期的平均值附近波动，长期平均值在图中以“长期平均 O&M 力度”的灰线标出。在运行大约十年后，风力机的一些主要系统很有可能需要检修，例如变桨距电动机、液压泵、润滑系统等。对于海上风力机，多久应进行一次大修，目前几乎没有任何经验可用。目前需要进行大修的确切时间点未知，有可能是 7 年后、15 年后或者根本不需要。事实上大修被认为是“基于状态的维护”。

第 3 阶段：在寿命期的最后，相对于前期来说，有可能需要更多的故障维护。具体可能会多多少尚不明确。

确定海上风电场故障维护的成本与应用于很多产业分支中正在使用的资产管理、风险分析的方法类似。风险被定义为风险 = 故障率 × 后果。对于海上风电场，风险可用年度成本表示，故障率可转换为部件的年失效频率，故障后果通过维修成本确定。维修成本还包括劳动力成本、材料成本、运输船以及起重船只的成本和收益损失，因此有：

预期年度 O&M 成本 = 预期年失效频率 × 维修成本

当确定年度 O&M 成本时，实际上需要投入大量的工作量：①确定部件的年故障频率（参见 18.4 节）；②维修成本包括劳动力成本、设备成本、备用件成本、以及收益损失。与陆上维护相比，天气状况在确定特别是停工期和相关收益损失

上，起着重要的作用（参见18.3.2节）。

18.2.4 基于状态的维护

基于状况的维护需要对系统的“健康”做出正确的判断和诊断，即所谓的状态监测。根据系统和部件的类型，可广泛采用各种状态监测方法和技术。例如离线监测，可以执行周期性的外观检查、分析油样品或者定期进行振动测试。另外还可以选择安装永久性系统，它们可以用来专门执行一定的测量和分析任务，并自动向运营者报告分析结果和事件（警报，警告）。这种系统被称为在线状态监测系统。另外一个健康判断信息的来源是SCADA系统的运行数据，例如起动和停机次数，温度随时间变化的次数或者警报次数。需要注意的是，基于状态的维护只有在以下情况下才有意义：

1）部件的设计寿命比整台风力机的寿命要短，意味着部件的维修或更换是可以预见的，但是并不清楚具体时间。

2）仅与例行维护和故障维护相比，可以节省成本。

3）清楚的是故障的主要原因确实是由于磨损造成的，意味着逐渐的退化直到设计寿命结束；与之相反的是由于极端情况、设计或制造缺陷等类似原因造成的突然损坏。

对于第一点，以齿轮箱油为例，在风力机的寿命期内将需要数次更换。可以应用基于状态的维护来确定油是否在四年后需要更换（基于日历）或者可能是七年后（基于状态）。这样能够在风力机的寿命期内减少一次油更换。

所谓的“安全寿命部件”，如风轮叶片、主轴承或者齿轮箱，一般其设计寿命至少与风力机一样，通常为20～25年。如果这些部件在风力机的寿命期内出现故障，故障原因通常是极端载荷、错误的安装或制造，或者其他不可预见的状况，例如闪电或者事故。在风力机的寿命期内，对于安全寿命部件的大型维修或者更换一般是难以预见的，因此监测其健康和退化情况也很难判断。在安全寿命部件中使用状态监测系统的一个原因是使随之的损坏最小化。一旦预期之外的故障发生了，可以在早期阶段被检测到，从而避免出现严重故障。

一个成功应用离线基于状态维护的例子如图18-8中的实线所示；在$t=5$时，观测到状态发生明显改变，在随后的检查$t=6$时，超过了临界水平，因此需要采取措施，在下一个定期检查$t=7$时，需要实施维修。离线检查是足够的，因为①故障进展较慢；②从早期的经验可知故障的进展速度。

如果故障进展快于两次检查之间的时间，在线状态监测是有意义的，如图中的虚线所示。在这种情况下，可以通过关停系统来防止部件故障和避免可能带来的损害。由于故障进展很快，没有机会更好地计划定期维护的操作。如果检查间隔变得更大如海上风电场的情况，在线监测将会变得越来越重要。海上风电场的检查时间间隔一般比陆上的更长，一般为一年一次，而不是一年两次。无论是在线监测还是离线监测，所谓的“突发故障”基本很难在早期阶段使用状态监测方法检测到。

因此，基于状态的维护不适用于突发故障。关于风力机应用中的状态监测和适用性的更多信息可查找参考文献［14，15］。

来自状态监测系统的数据（也来自于离线检查和油样品）实际上提供了部件剩余寿命的信息，例如齿轮箱剩余寿命的信息。在理想情况下，来自于海上风电场的状态监测信息应该提供诸如哪台风力机短期内需要被维护且预期维护时间距今具体几个月的信息以及哪台风力机在需要更长时间才更换齿轮箱的信息。如果状态监测测量的结果与维修或更换费用结合起来，便能估计基于状态的年度维护费用。

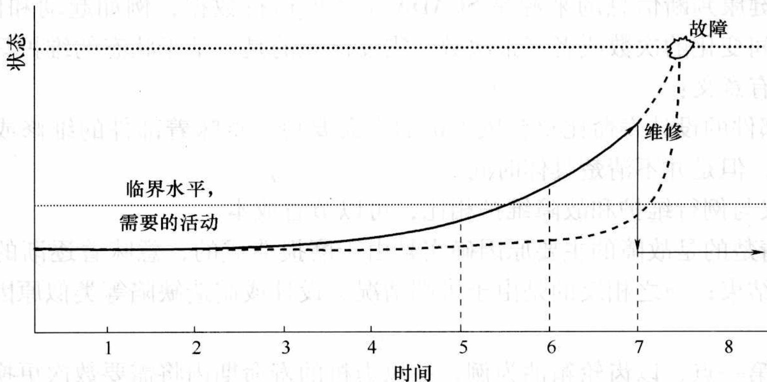


图 18-8 基于定期检查（实线部分）或者在线监测（虚线部分）的基于状态的维护

18.3 运行和维护模型与策略

18.3.1 建模方法

正如18.1.2节中已经提到的，几乎没有任何关于O&M成本和停工期的公共可获得的信息。这类信息在风电场的规划阶段以及评估风电场的可行性时有帮助。由于这些信息难以获得并且可能无法应用于所考虑的特定风电场，因此推荐进行O&M各方面的详细分析，并且使用O&M建模工具。这些工具有时间仿真模型如代尔夫特理工大学的“CONTOFAX”，见参考文献［13］；GarradHassan的“O2M”[10]以及BMT的“BMT SLOOP”[9]。这种方法基于蒙特卡罗分析，且风力机的故障是随机发生的。与恶劣天气有关的延时使用基于频谱分析的统计波模块来进行仿真。浪高与风速有关，因此在高风速期间可进入性差的影响计入发电收益损失的计算中。

ECN的O&M[11,12]工具的工作原理却不同。它一般用于海上风电场的规划阶段，用来确定长期的年平均成本值（由图18-7中的水平线来表示）、停工时间以及收益损失。实际上，ECN的O&M工具是唯一已经得到Germanischer Lloyd（参见参考文献［12］）确认声明的工具，该工具将在下面的章节中详细地讨论。

模型的输出通常是年平均停工时间、年度 O&M 成本以及不确定的支出。取决于不同工具的能力，可以获得 O&M 优化更多的详细信息，例如每季度的停工时间和成本，由后勤方面引起成本驱动以及停工时间。

18.3.2　ECN 运行和维护工具

ECN 的 O&M 工具专注于确定由计划外的故障维护带来的成本和停工时间。成本建模的过程如图 18-9 所示。首先，确定一个维持目标风电场的基本 O&M 策略。对于该基本策略，由项目组来完成不同输入参数的最好的推测（故障率、船只和设备的特性值、天气状况等）。由模型得出成本和停工时间，项目组开始分析这个结果。可以从中识别出成本的驱动因素，基于这些可以识别一些能够改进的领域（例如，使用更可靠的部件，或者改善了可接近性的船只）。如果项目组已经选择了一个最优的维护策略，推荐使用模型的随机部分来分析 O&M 的不确定性。通过这样，便可获得关于输入参数中的各种不确定因素如何造成模型输出结果的不确定性的理解。

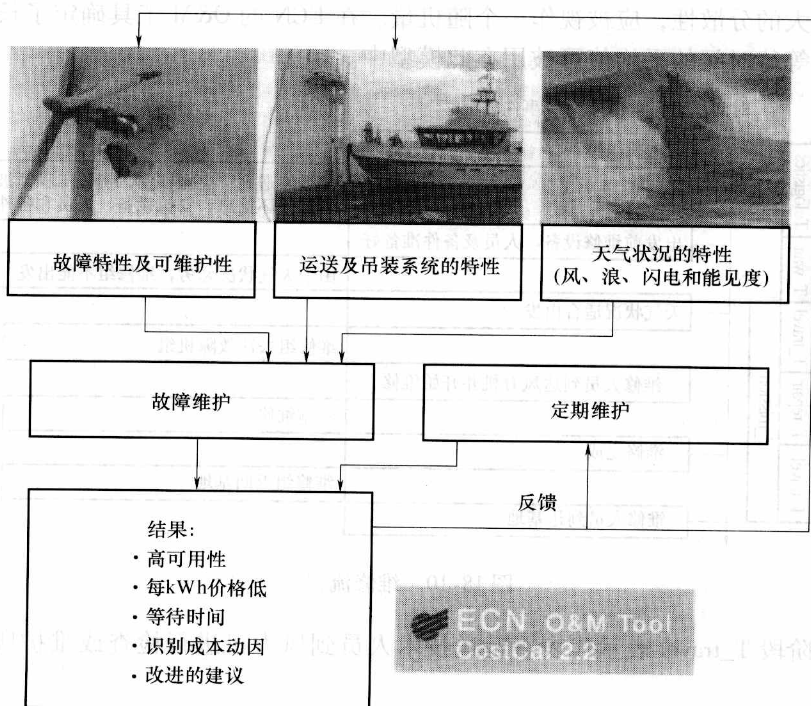


图 18-9　用 ECN O&M 工具确定海上风电场 O&M 成本和停工时间的示意图表示

用来确定由计划外的故障维护造成的长期的年平均成本和停工期的模型是基于图 18-10 所描述的维修流程。一般来说可以规定，中央控制室将得到通知，警报已经被触发。一旦操作员注意到警报，他将必须决定风力机是否可以远程重起动，或

者是否需要视察来确定风力机是不进行维护就可以重起动还是先需要维护再重起动。如果需要维修，操作员需要组织维修活动，组织人员、船只，如果有需要还应准备备件或者大型起吊设备。

维修所需时间（TTR）可以划分为以下四个时间段。

1）阶段 T_logistics，表示风力机停机与维修人员被组织起来并准备运送至风力机之间的时间。在这期间，还要考虑组织设备和备件所需的时间。因此这个阶段的长度取决于检查队的有效性、材料的可用性以及运输和起重设备的可用性。人员或设备的有效性很大程度上取决于公司的政策。自有人员或者第三方都可以来做维护，设备可以为自有的或者租借的。

2）一旦维修人员和运送设备基本上准备好出发，可能发生的是，必须执行任务的这段时间内（T_mission）的天气预报表明天气情况不允许或者不适合出发。该阶段表示为 T_wait。该阶段的长度取决于任务的持续时间和设备计划的时间（也可见图 18-10）。因为对天气状况（风速和浪高）的依赖性，这个阶段的持续时间显示出很大的分散性，应被视作一个随机量。在 ECN 的 O&M 工具确定了长期年平均量时，等待时间的平均值可被用在此模型中。

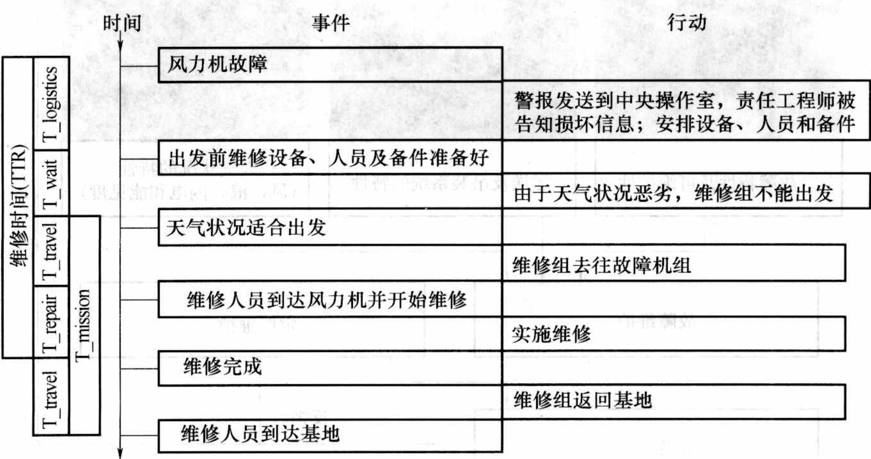


图 18-10 维修流程

3）阶段 T_travel 表示代表着运送技术人员到风力机进行检查或维护所需要的时间。

4）阶段 T_repair 是执行维修操作所需要的时间。

ECN 的 O&M 工具通过两个 MS-Excel 表格来实现：

WaitingTime. xls 来确定年度（或者季度）平均等待时间（T_wait）作为任务时间（T_mission）的函数。

CostCal. xls 来确定年度（或者季度）的平均停工时间和成本。

1. WaitingTime. xls

在风速和浪高低于一定值的情况下，能够使用海上设备或执行维修活动。基于选定位置处的风速和浪高数据，程序 WaitingTime. xls 确定何时天气状况适合执行一定的维修活动，并计算出故障发生后等待合适天气条件出现所必需的等待时间。程序使用 3h 风速和浪高数据的时间序列作为输入。得出平均值的二次或者三次多项式，等待时间的标准差作为维护活动持续时间的函数。图 18-11 给出了这样一个多项式的例子。

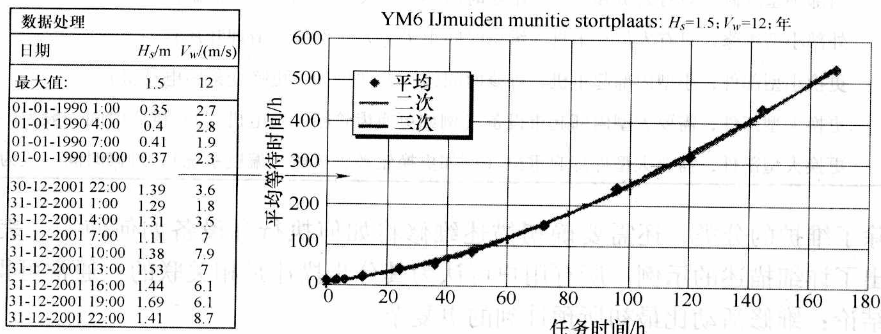


图 18-11　确定平均等待时间和任务时间之间关系的例子

该例子表示基于 11 年的测量数据，在“IJmuiden Munitiestortplaats”区域年度平均等待时间为任务时间的函数。任务能够在浪高达 $H_s = 1.5\text{m}$ 且风速达 $V_w = 12\text{m/s}$ 的情况下进行。类似的对于不同的天气限制 H_s 和 V_w，能够生成每个季度的多项式。

2. CostCal. xls

程序 CostCal. xls 用来计算长期的年度（或者季度）O&M 成本以及相关的停工时间。程序主要考虑计划外的故障维护。程序使用以下几项作为输入：

1）由 WaitingTime. xls 产生的气候窗和等待时间的多项式。

2）风力机和风电场的信息，例如风力机数目、风电场的容量因数、风力机的投资成本、技术人员的费用、工作日的长度等。

3）风力机的故障特性以及能预见的维修活动。

4）访问系统的特征值（天气限制、成本、组织时间等）。

在建模过程中，用户花费更多的时间来产生第 3 项的输入参数，这里将对此进行详细讨论。首先，ECN 的 O&M 工具需要故障的发生频率和相关的维修活动作为输入。不幸的是，这种数据很难获得。通常这种数据应从公共数据库中获得（如参考文献［2，3］），或者（更好的）从相似的风力机得到。（18.4 节中将详细讨论从其他风电场中收集和反馈运行经验的方法）如果此类数据能够获得，通常只有主要部件的总年故障率可用。需要使用工程判别方法来判断这些部件的不同故障

模式。一定比例的部件故障是由小而易于维修的故障模式组成，而另外一些是由更严重的、需要采用大型起吊船来进行维修活动的故障。为了避免此类事件发生，模型需要分析每个独立的故障模式及其相关的维修活动，并将所有的维护活动分为不同的维护分类（MC）。有关设备的维护活动分类的示例在表18-3中给出。

表18-3　在维护分类（MC）中可能的分支的示例

MC1：	远程重起，没有人员和设备，没有维修时间
MC2：	内部小型维修，只有人员和工具，维修时间小于一天（例如，更换电刷）
MC3：	外部小型维修，只有人员和工具，维修时间小于一天（例如，清理叶片）
MC4：	更换小型部件，小型内部起重机，维修时间约一天（例如，更换变桨距电动机）
MC5：	更换大型部件，需要大型内部起重设备（例如更换齿轮箱、发电机等）；维修时间一般为1~2天
MC6：	更换大型部件，需要大型外部起重机（例如更换轮毂、机舱、偏航系统）；维修时间一般为2~3天

除了维护的分类，还需要确切描述维修将如何执行和设备如何使用。表18-4中给出了详细描述的示例。所有用户可认为其分步描述是相关联的；通常可得到这样的结论：维修活动比最初所预计到的更复杂。

表18-4　描述的示例（MC4：更换小型部件）

小型备件，例如变桨距电动机、偏航电动机或者液压系统的部件需要运输到风力机，放置在平台上，并且在内部起重机的帮助下起吊到机舱中。一个典型的维护活动如下所述：
1）运输船将2~4个技术人员和备件运送至故障的风力机
2）技术人员从运输船上到达机组
3）技术人员检查故障的部件，决定是否需要更换
4）故障的部件需要更换，备件使用更低的风力机平台上的小型起重机起吊到平台上
5）故障部件被拆除，并且使用内部的起重机卸载到塔架外部的平台上
6）备件使用内部起重机从平台上起吊，并安装
7）故障部件使用平台上的小型起重机转移到运输船只上（取决于平台和起重机的能力，这一步可以在之后再进行；故障部件能够在平台上存放一定的时间）
8）人员返回到运输船只上，并返回港口

每个维护类型的信息都受到设备（运输船和起重船只）使用的限制。因此，每个维护类型可再一次划分为有限数量的故障类型（FTC）。一个FTC决定了每次维修活动的平均成本，其中考虑了劳动力成本、备件和耗材成本、设备成本和停工期造成的收益损失。一个FTC同样也决定了每次维修活动的任务时间以及由恶劣天气导致的相关等待时间（见图18-11）。总的停工时间包括上面给出的四个阶段：后勤时间用来组织设备和备件，由于恶劣天气导致的等待时间、运送时间以及维修时间（见图18-10）。模型CostCal.xls配置了输入表格来定义以上所提到的成本、

任务时间以及运输船只和起重船只的能力。

图 18-12 给出了将不同故障模式“编组”为具有相同成本和停工时间的便于管理的 FTC 系列以及所确定的每个 FTC 的平均年度发生率。ECN 的 O&M 工具一般处理 10 ~ 15 个 FTC。如果 O&M 基本方案的所有输入参数都已定义好，程序能够立刻显示结果，如表 18-5 所示。程序也产生柱状图和饼状图来决定成本驱动或者主导停工时间的因素（见图 18-13）。其计算结果可以通过选择不同的船只、改变风力机设计、改进部件的可靠性或者使用租借的小船进行 O&M 策略优化的理由。

图 18-12 将轻微故障和严重故障编组至便于管理的 FTC 系列的步骤

图 18-13 模型输出的示例（柱状图和饼状图）

ECN 的 O&M 工具模型大多数情况下是在只考虑平均值或者最大可能值时会被用作决定模型。此模型也可以作为一个可能性模型来考虑参数中的不确定性，例如故障频率和成本。为此需要使用附加模型@ Risk[18]。这个模型能够产生，例如 O&M 成本每 kWh 的累积密度函数，或者通过龙卷风图的方法确定输入的哪个不确

定参数对于结果不确定性的影响最大（见图18-14a和b）。

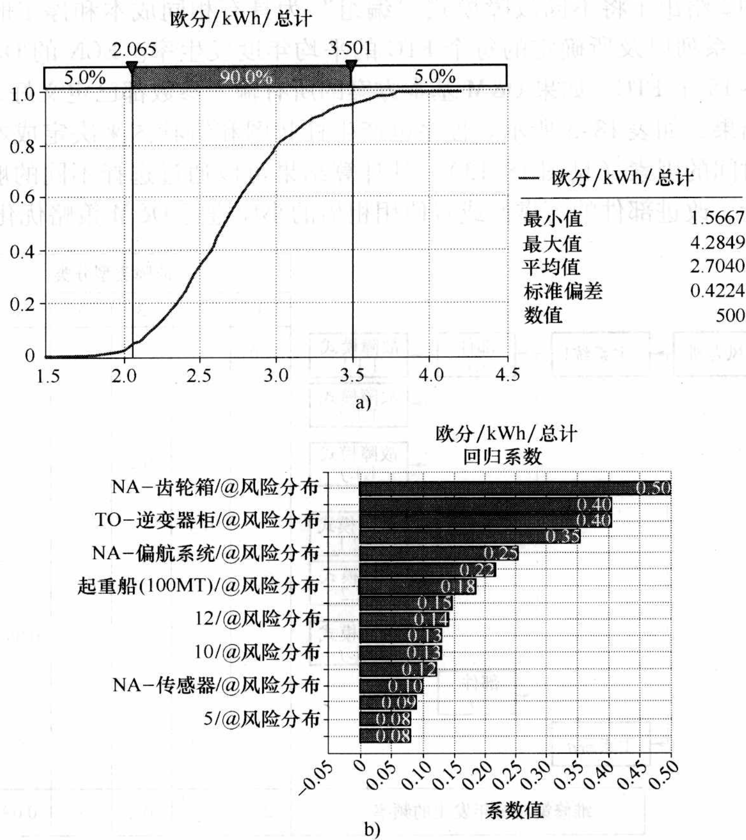


图18-14 CDF和龙卷风图的示例

表18-5 模型输出示例

单台风力机的结果			冬 季	春 季	夏 季	秋 季	总 计
每年的停工时间							
故障维护	后勤	h	85	85	85	85	340
	等待	h	72	22	17	61	171
	运送	h	1.88	1.88	1.88	1.88	7.53
	维修	h	11	9	9	11	41
	总故障维护	h	170	118	113	159	560
定期维护	总定期维护	h	1	9	20	2	32
	总维护	h	171	127	133	162	592
可用率		%	92.2	94.2	93.9	92.6	93.2

（续）

单台风力机的结果			冬　季	春　季	夏　季	秋　季	总　计
每年损失的发电量		MWh	277	164	122	237	801
每年的发电量		MWh	3. 279	2. 674	1. 897	2. 980	10. 831
每年的收益损失		k€	36. 0	21. 3	15. 8	30. 9	104. 2
每年的维修费用							
材料成本							
故障维护	总故障维护	€	23. 0490	23. 049	23. 049	23. 049	92. 195
定期维护	总定期维护	€	350	3. 400	6. 550	700	11. 000
	总计	€	23. 399	26. 449	29. 599	23. 749	103. 195
劳动力成本							
故障维护	工资	€	2. 589	2. 536	2. 536	2. 589	10. 251
	日常津贴	€	0	0	0	0	0
	总故障维护	€	2. 589	2. 536	2. 536	2. 589	10. 251
定期维护	总定期维护	€	300	3. 920	6. 440	600	11. 260
	总计	€	2. 889	6. 456	8. 976	3. 189	21. 511
设备成本							
故障维护	MOB/DEMOB	€	18. 137	18. 137	18. 137	18. 137	72. 548
	等待	€	12. 623	5. 052	4. 023	9. 848	31. 546
	维修	€	12. 011	11. 991	11. 991	12. 011	48. 005
	总故障维护	€	42. 772	34. 151	34. 151	39. 996	152. 099
定期维护	总定期维护	€	450	9. 460	9. 460	900	16. 490
	总计	€	43. 222	43. 611	43. 611	40. 896	168. 589
每台风力机总维修成本		k €	69. 8	82. 5	82. 5	68. 2	294. 8
每 kWh 的总成本		€ Ct/kWh	2. 13	4. 35	4. 35	2. 29	2. 72

18. 4　采集运行经验

18. 4. 1　为什么将运行经验用于运行和维护的优化

当采集数据时，推荐明确定义数据采集流程的目标。如果所采集的数据用在可靠性工程、资产管理和 O&M 程序优化上，则对于技术人员、操作者和其他有关人员的日常任务，应该开发和实施明确的程序步骤。一旦目标确定了（例如从 O&M 数据中得到故障率，确定一个部件的退化情况，或者量化故障部件一定的维修活动），它经常自动说明何种数据需要存储以及如何通过分析得到需要的信息。

最近，ECN 开发出一种采集和分析海上风电场的运行数据的概念，使用这种

数据来估计未来的 O&M 成本。这种概念被称作为 O&M 成本估计器（OMCE），结构如图 18-15 所示。该结构显示：

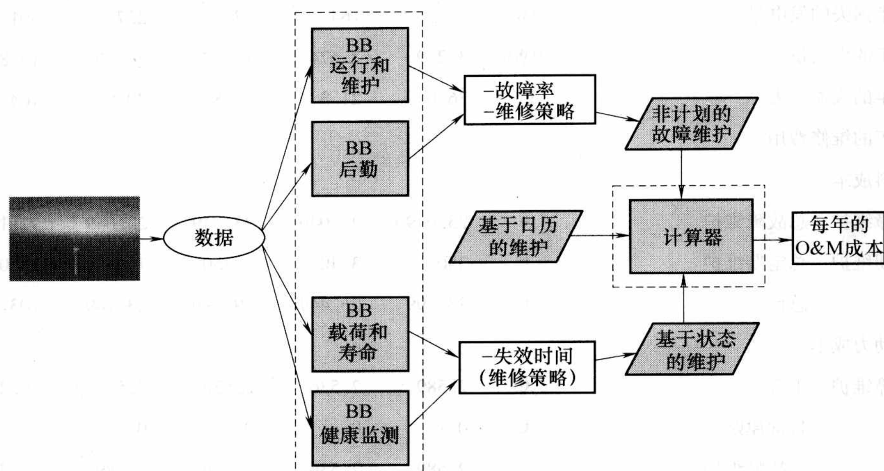


图 18-15　O&M 成本估计器的结构

1）首先采集数据。

2）然后对数据进行处理，以获得相关的信息（在 OMCE 结构中，这些数据处理工具被称作为“构建模块”）。

3）然后将一些数据处理的结果结合起来，得到成本建模和优化所需要的参数。

4）最后使用成本建模工具能够得到新的成本估计（在这种情况下，“OMCE 计算器”是一种比在 18.3.2 节中讨论的模型更为高级的工具）。

海上风电场产生以下几种类型的数据。

1. 运行和维护数据

1）警报和故障列表。

2）技术人员手写或者机打的执行作业报告和检查结果报告。

3）（每月）定期维护活动的执行报告。

4）（年度）关于基座和电网维护活动的报告。

2. 状态监测数据

1）风电场系统控制和数据采集（SCADA）系统包括温度、桨距和偏航角度、风速和风向、功率输出和旋转速度的每 10min 统计数据。

2）来自专用测量系统的结果，例如传动链状态监测系统或者载荷测量（见参考文献 [16，17]）。

3）检查报告（例如目测，内窥镜，油样分析结果）。

4）担保检查的结束（基于勤勉）。

3. 后勤数据

1）备件使用和仓储控制。

2）使用设备（船只，起重船等），包括其响应时间和操作时的最大天气限制。

3）人员的使用。

4）站点天气状况列表。

目前，原始的数据来自于不同的来源，在不同的地点、以不同的形式收集在不同的数据包中。在大多数情况下，风电场运行人员收集了这些数据，但是难以从这些庞大的数据中得到有用的信息。通常这些数据被用来研究特定的事件（例如，时间序列可能能够解释意外停机的原因，或者 SCADA 数据可以解释为什么轴承会出现过热以及温度何时开始上升）。此外，这些数据用来评估风电场周期性的性能，但是更普遍的是：停工时间、功率输出、运行成本、前 10 位的警报等。只要风力机运行良好，风电场运行人员存储这些数据，但是他们几乎从不对数据进行系统地处理以判断可靠性、长期趋势及部件的退化。在接下来的章节，将更详细地讨论处理“O&M 数据”、“状态监测数据”以及“后勤数据”所构建的模块，以提出以更加结构化的方式采集和分析海上风电场数据的方法。“载荷和寿命”BB 的设计是考虑了这样的事实，每个独立的风力机观测到不同的载荷模式，因此可能需要不同的 O&M 策略。当开发基于状态维护的优化策略时，这种 BB 的结果应该与“健康监测”BB 结合起来。“载荷和寿命”BB 的内容这里不做讨论；关于该主题更多的信息参见参考文献［17］。

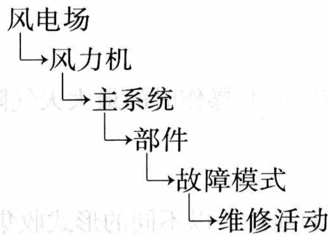
18.4.2　运行和维护数据

采集和分析风电场运行和维护数据的目标主要是确定部件的故障率，它可以用来确定计划外故障维护的需求。在维护管理项目[4]中，开发、实施和测试了一种数据库结构，以更为系统化的方式收集风力机的维护信息。目前，维护技术人员使用一种自由的格式来描述故障或所执行的工作（例如，“变桨距液压系统故障”也可以被称作为“变桨距液压筒泄漏”）。为了 O&M 的建模，很难在统计学上分析这样的数据表格并从中得到部件的故障率。进一步分析的前提条件是所存储的信息是清晰的，并且要避免这种自由的格式和尽可能避免产生不同的解读。要实现这种功能，数据收集系统需使得技术人员应该能够通过下拉菜单报告故障和维修活动。应允许自由格式的输入，但是只针对补充性的信息。这些下拉菜单应该只包含相关的选项。例如，一旦选择了一个部件，只有针对这个部件的故障模式能够被选择。下面将讨论关于收集风力机故障和 O&M 数据的数据库的说明。

这种数据库应该包括三个主要的部分：定义部分、注册部分以及数据分析和报告部分。

1. 定义部分

在定义部分中，需要指定风电场、风力机、可能的故障模式以及维修活动。为此必须将风力机细分至主系统以及各部件：



对于每个独立部件，可能的故障模式和维修活动需要被预先指定。这可以通过故障模式和影响分析（FMEA）的方式来实现。为了执行分析，前一节中已经进行了描述，基本上对于每一次维护活动，至少下面的参数应当被注册：

1）报告 ID。
2）风电场 ID 和/或名称。
3）风力机 ID 和/或名称。
4）风力机停机的日期和时间。
5）故障后风力机重新起动的日期和时间。
6）被执行维护活动的系统和部件。
7）故障能够被归类在内的故障模式。
8）所实施维修的类型。

2. 注册部分

定义之后，数据库的一部分已经完成；技术人员能够进入这个数据库系统，并能够通过使用预定义了答案的下拉菜单，以一种更为系统的方式填写维护表格。图 18-16 显示了一个注册表格的实例。在要求的区域填写比手写填写更节省时间，并随后将它们转化，进行进一步的处理。

图 18-16　故障收集数据库示例；使用预定义的答案能够实现风力机故障的系统化收集

3. 分析和报告部分

在图18-17中，从维护报告分析中给出了一个示例。在图的顶部，给出了所考虑的风力机主要系统的故障分布。在图的右侧部分，使用一个CUSUM图分析了分布最大的故障，将故障的累积数目表示为累积运行时间的一个函数。这条曲线的导数定义为故障频率。通过对该曲线每年的导数进行评估，容易看出三年来故障率的变化。然而，故障频率的年均值忽略了故障特性的趋势，并不总是适合作为故障频率的一个未来估计。为了对接下来几年的故障频率做出一个精确估计，应该在一个用户定义时间内，基于在CUSUM图上观察到的故障特性的趋势对故障频率进行计算。

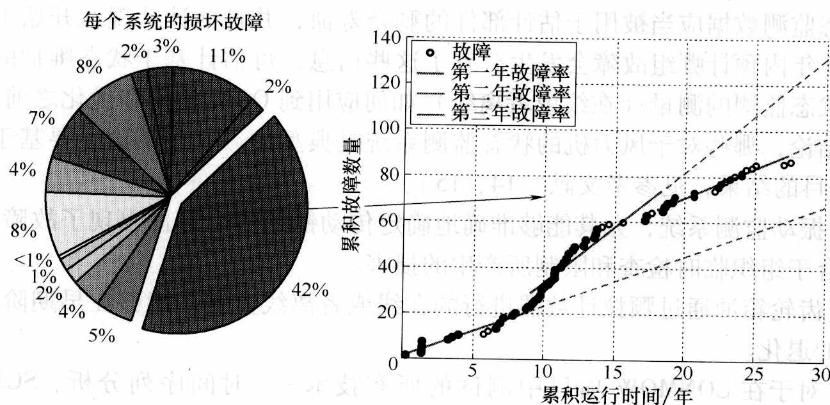


图18-17 图的左侧部分是每个系统的故障比例。对于最大的分布，故障的累计数量作为累计运行时间的函数，显示在图的右侧

在图18-17所示的例子中，大约15年累积运行时间之后的故障频率基本是恒定的。需要工程判断来决定曲线的哪部分代表了未来的故障特性。在这种情况下，可以得出结论，故障频率的未来估计最好是基于15年累积运行时间后的时期。如果经历了一定的时间 T 并且观测到 x 数量的故障，则估计的故障频率 λ 使用下式计算：

$$\hat{\lambda} = \frac{x}{T}$$

当执行可靠性分析时，通常对估计值指定一个置信限值，在本例中是故障频率。对于一个确定的置信水平（$1-\alpha$），估算故障频率的置信上限值 λ_U 和置信下限值 λ_L 可用公式来计算：

$$\lambda_U = \frac{\chi^2_{\alpha,2x}}{2T} \text{和} \lambda_L = \frac{\chi^2_{(1-\alpha),2x}}{2T}$$

式中，x 表示故障的累积数量，T 为累积运行时间，$\chi^2_{(1-\alpha)}$ 表示具有（$1-\alpha$）置信水平的卡方分布。对于图18-17中的例子，表18-6给出的值可以基于一个90%的

置信水平，使用从18年往后的数据（图中实线的斜率）来计算。包括图中间部分的趋势将会导致不久将来一个很高的故障率。

表18-6 图18-17所示例子中的故障频率未来估计

	故障频率
置信上限	2.79/年
估计均值	2.23/年
置信下限	1.71/年

18.4.3 状态监测数据

状态监测数据应当被用于估计部件的剩余寿命，并且估计从现在开始1年、2年或者5年内预计哪组故障会发生。有了这些信息，可估计基于状态维护的次数。在说明状态监测的测量（在线或者离线）如何应用到O&M建模和优化之前，给出了一些结论，哪些对于风力机的状态监测系统是典型的。这些结论主要基于CONMOW项目的结果，见参考文献［14，15］。

1）振动监测系统，尤其能够准确地确定传动链的哪个部件出现了故障。这种测量适合于组织临时检查和限制所产生的损害。

2）齿轮箱油通过颗粒计数器进行的在线或者离线监测，能够在早期阶段指示齿轮箱的退化。

3）对于在CONMOW项目中测试的所有技术——时间序列分析、SCADA数据，以及振动测量，并没有足够的信息来评估是否超出关键限值，以及故障发展的速度有多快。后两项是为了将基于日历的维护转化为基于状态的维护，所需完成的最低要求。

4）结果表明（并且也由项目外的经验所证实），目前在准则方面并没有足够的信息来评估故障的绿、黄、红状态，并且预测故障随着时间如何发展。这些信息应该从大量相同的风力机以及更长的测量期内故障发生的情况来获得。因此推荐集中存储数据，以实现风力机和站点之间的交叉分析和对比。

5）应该持续并且在线进行传动链振动监测，因为故障可能会在短于日常维护间隔的一个时期内发展。如果故障在早期被检测到，后续的损伤就可以避免。此外，振动经常会在特定的运行条件下出现。

6）系统会产生大量令风力机业主难以解读和解读费时的数据。原始数据的初始分析应由一个专门的专家小组来完成，以得到与维护计划和反馈相关的信息。只有这些信息应被提供给运营者和设计团队。一个参数随时间变化的例子是图18-18所示的轴承温度。使用旋转速度和机舱温度的解趋势（de-trending）法，能够大大减少信号的变化。这种效果就是只要部件不退化，那么图形只显示很小的变化。

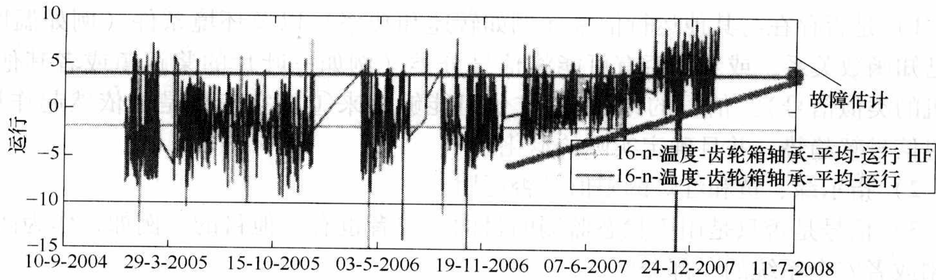


图 18-18　SCADA 统计数据解趋势的可视化例子；轴承温度缓慢上升预示着磨损

7）SCADA 数据的分析表明，不仅确定趋势而且确定可能影响风力机最佳运行的其他现象是可能的，例如，通过冗余传感器信号的对照或者不同信号的结合检测对功率曲线有影响的控制器设定的变化，或者检测测量或诊断的失效。

一个按步骤的过程，用来建立一个有意义的、其结果可用于 O&M 建模的状态监测程序，在下面给出。

1. 脆弱部件和故障模式的识别

先于各种传感器的安装和方法，有必要识别哪种部件是逐渐损坏的，以及哪种部件是突然损坏的。此外，需要评估这种部件故障是否是危险的，如果是，能够测量故障的测量系统是否可用（仍参见 18.2.4 节可能选项的概述）。正如 CONMOW 项目和参考文献［14，15］中所指示的，故障模式影响及危害性分析能够帮助选择最合适的状态监测系统。

2. 测量系统和仪器的定义

一旦识别并安装了最合适的系统和方法，有必要详细描述哪种传感器正在被使用（或者需要增加）。这同样适用于因其他目的已经被安装的传感器，例如为了控制和安全的目的，包括了所有的 SCADA 数据。至少下面几项需要被说明。

1）传感器位置。

2）传感器类型和规格。

3）测量量（温度，压力，机械，电气，状态等）。

4）记录频率。

5）测量范围和分辨率。

6）精度和长期稳定性。

7）滤波，平均或其他处理步骤。

8）验证和信号质量。

除了这些说明，也需要定义测量数据在何种方式下能够被用来确定一个特定部件的退化，例如：

1）是否存在与其他运行信号（例如转速和功率）以及环境条件（例如温度）的已知函数关系，或者是否有可能将信号分类（例如三叶片的桨距角或者其他风力机的类似信号）？信号的结合和/或分组能够用来①核实信号是否依然起作用；②对信号解趋势，并且确定实际的退化。

2）指示绿、黄和红灯的限值是否可用？

3）信号是否只是用于状态监测的目的，或者也有其他目的，例如，作为闭环控制或者安全系统的一部分？

3. 算法的定义和执行

一旦详细描述了早期故障检测所使用仪器和可能性，则需要开发数据分析的算法。一些算法需要应用于不同的测量系统，以给出实时报警，或者将大量数据减少为一些关键数字。

4. 数据存储

需要开发一个数据库来存储由测量系统连同实时分析的结果所产生的数据。在步骤3中说明的一些算法可能需要来自不同测量系统和数据来源的信号。假如是这样，这些算法就能够应用到数据库中，并且能够执行查询来得到需要的信息。然而，所得的结果不是实时的，但是能够预见大多数分析将通过执行数据库查询来实现；只有紧急报警需要在线处理。

5. 结果的报告和介绍

测量结果和数据实时分析的结果应当报告给风电场的运行人员，但仅是在发生真正错误的情况下。报告信息应该尽可能地精确，并且应避免假报警：

1）是否真正出错还是由于传感器失效引起的假报警？

2）如果真正出错，是否需要立即停机，是否需要现场检测或者能够将维修延迟到下一次的定期维护活动中？

3）出错是否是由于部件退化（例如轴承的磨损）引起的，还是出现一个非设计状况（例如高速轴中心线未对准）？

数据可以表示为图表，以显示随时间的退化，如图18-18所示，或者以表格中数据的格式表示，这样就能精确地确定部件的剩余寿命。

18.4.4 后勤数据

当对一个海上风电场的O&M部分进行建模时，BB的“运行和维护”及“健康监测”将分别提供风力机部件的“故障率”和“无故障时间”。此类（预期的）故障的维修成本取决于所需的人员规模、所用运输和起重船的类型、备件的成本和停工期造成的收入损失。要确定这些成本，有必要更详细地研究物流数据，并且确定出每次维护或维修的等级，需要多少次视察，如果天气条件如预期的一样有限制，在维修活动期间使用何种船只等。后勤数据对于大多数的海上风电场是可用的，但是在大多数情况下并不是一种能够直接处理的格式。可以考虑的数据类型有：

1）周期的（通常是每月一次和每年一次）概述，针对单台风力机和整个风电场的性能（例如发电量，停工期，可利用性，与合同中的可利用性对比）。

2）每台风力机和整个风电场的报警列表和 SCADA 数据（时间，原因，持续时间），通常自动处理以确定前十的故障和停工期。

3）在线状态监测系统和离线油样采样的结果。

4）计划的改造活动的概述（基于状态的维护）。

5）有关天气情况和可工作天数的信息。

6）备件的使用。

7）风力机预定的维护活动（定期维护）和辅助设施（BOP）。

8）船只运输计划。

上述类型的数据通常从不同的来源进行收集。大多数情况下缺少一个明确的概述，例如，如何将警报列表中的警报与船只运输进行关联，或者哪种访问与确定的部件的故障是相关的。详细的调查并结合所有带有风电场运营商说明的信息，都是得到相关信息所需要的。这一过程是劳动密集的，事实上从未完成过。

下面提出了一个流程，以一种更为结构化方式去收集相同的数据，确保数据的自动处理，大大减小数据分析的工作量。对此有三个方面是至关重要的：

1）不是以一个周期基准（每月）来收集不同的信息来源并将它们按所有风力机的数据类型进行分类（例如，报警，运输船只，损失，预定维护），而是有必要制定每台风力机的事件按时间顺序排列的列表并保存所有相关的数据类型。通过这样，可以对每台风力机进行分析（例如统计分析，趋势分析），之后单台风力机的结果能够汇总到整个风电场。

2）对于每台风力机来说，事件列表需要将所有的事件按时间顺序排序来定义。这意味着，应该是最有可能手工地评估报警或者访问是否是相互独立的，是否能够被作为独立的事件，或者他们是否应该被分类，并与船只运输和维修活动结合起来。

3）事件被识别之后，每个事件需要被分类到从自动和远程重起（需要有限的维修工作），到大型部件的更换和需要使用大型起重机的“维修等级”内。

一个带有维修分类的单台风力机的事件列表的例子在图 18-19 中给出。如果以这种方式收集数据，能够得到统计数据并在表格中展示（见表 18-7），在图形中展示例如一个 CUSUM 图形或者停工期的 CDF。如果案例事件列表对所有的风力机都适用，则一个单台风力机的数据能够与所有风力机的平均值比较，例如图 18-20 的示例。

事件nr.	3			
开始事件[日期][时间]	21-4-2008 19:36			
事件类型	停机以检查(仅人为，小船)			
风力机ID或系统ID	风力机1			
Nr.维护活动	3.1	3.2	3.3	3.4
开始[日期][时间]	23-4-2008 9:00	27-4-2008 7:00	5-5-2008 7:00	6-5-2008 13:30
结束[日期][时间]	23-4-2008 16:40	27-4-2008 19:40	5-5-2008 18:20	6-5-2008 15:12
持续时间/h	7.7	12.0	11.3	1.7
停工时间/h				
维护活动类型	远程复位	检查	定型(或维修)	定型(或维修)
天气状况	1=差	0=好	0=好	0=好
Scada信息	代码/文本 n	代码/文本 n	代码/文本 n	代码/文本 n
人员规模		2	4	2
船只人员		Windcat 2	Windcat 2	Windcat 1
航行时间(单程)		0.75	0.75	0.75
动员时间/h		0	0	0
供应船	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.
动员时间/h				
起重船	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.
动员时间/h				
说明	还是偏航系统?	检查：偏航电动机故障，准备一台新的	准备好替换	系统运行良好
主系统ID				偏航系统
部件ID				偏航电动机
执行的工作				更换
备件有现货?				是
备件的后勤时间/h				24
消耗品				消耗品 n
结束事件				6-5-2008 15:12
持续事件/h				355,6
停工事件/h				355,6

图 18-19　事件的例子："关闭访问"，需要一次远程重起，三次访问来维修它

表 18-7　后勤数据统计分析结果报告的格式示例（虚拟的数据）

风力机 ID	#	总停工时间		报告期从… 至…		
报告的报警的总数量	1000	10000h				
相关事件数量	650	11000h				
1. 复位（自动或远程）	500	1500h		每个事件停工时间		
				最小	平均	最大
1.1　故障	280	1000h		0.1h	3.6h	25.7h
1.2　控制，环境	220	500h		0.1h	2.3h	5.3h
2. 访问要求	#	总停工时间	#访问	每个事件停工时间		
	150	9500h	264	最小	平均	最大
2.1　预防	40	250h	40	5h	6h	8h
2.2　有计划的改善（基于状况）	40	250h	40	5h	6h	8h
2.3　油漆	4	140h	8	20h	35h	60h
2.4　小规模改善	50	2000h	100h	20h	40h	80h
2.5　改善起重船	16	6860h	76h	200h	429h	1000h

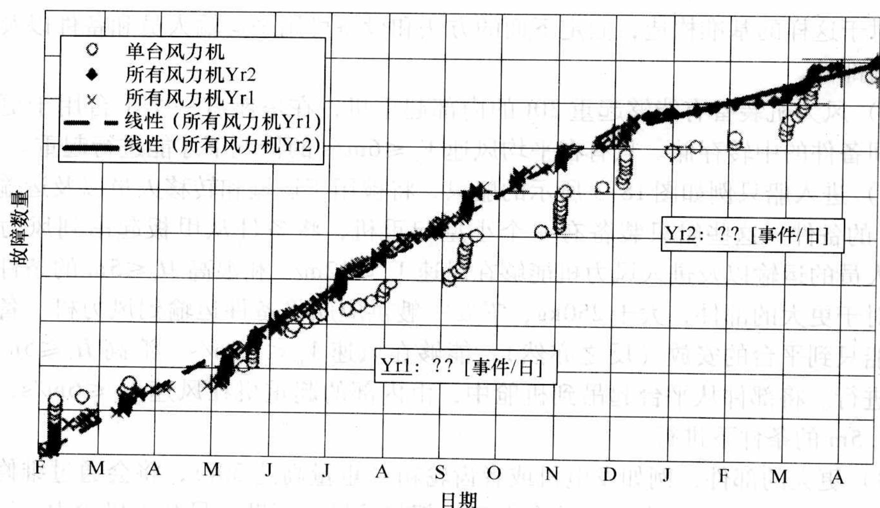


图 18-20　CUSUM 图的示例，显示了单台风力机的性能和整个风电场性能的对比。整个风电场的故障率在第二年出现下降，而单台风力机的故障率更低，但在第二年维持不变

18.5　具体站点运行和维护的优化及未来趋势

如 18.3.2 节所指出的，现今大部分可用的成本模型正在用于海上风电场的规划阶段，以对 O&M 方面进行估计，例如成本和停工期，评估由于输入参数的不确定性导致的这些方面的不确定性，并且来评估使用不同的运输船只和起重船对 O&M 方面的影响。目前，在风电场的运行阶段使用成本模型的流程，如 18.4.1 节所描述的 O&M 成本估计器，并没有被广泛应用。其原因有：①如 18.4 节所述的运行数据收集和分析的方法还没有在风电场的日常运行中得到实施；②风电场业主和从事 O&M 的各方（通常是风力机制造商）之间的数据和信息的交流没有得到良好的组织。在本节中，将给出 O&M 模型如何被用于优化一个离岸较近的（近海）风电场和一个水域更深离岸较远的（远海）风电场的例子。

18.5.1　近海风电场

考虑一个虚构基准线的风电场，其中包含 100 台 2.8MW 风力机，计划距离港口大约 25km，从该港口所有船只（人员运输、备件运输和大型起重船只）都能够出发。从港口到风力机（反之亦然）乘坐小船的行驶时间假定大约为 45min ~ 1h。维护人员早晨去往风电场并且晚上返回以实施维护。风电场通过两个变电站和电网连接。在一个变电站发生故障的情况下，50 台风力机将停机。水深在 10 ~ 20m 之间。假定了北海的天气情况（IJmuiden Munitietstortplaats YM6，北纬 52°33′00″，东经 4°03′30″）。

对于这样的基准构造，假定下面的方法和设备可用来运输人员和备件以及吊装较大的部件。

1）风力机装备有能够起重 30t 的内部起重机，在塔座有一个平台用于更换作业期间备件的中转存储。只有在平均风速 $V_w \leqslant 6m/s$ 的情况下才能进行起重。

2）进入船只例如图 18-3 所示的船只，将被用于运输和转移人员以及运输最多 250kg 的备件。这些船只装备有一个小型起重机，将备件从甲板起吊到风力机平台。人员的运输以及进入风力机能够在风速 $V_w \leqslant 12m/s$ 和浪高 $H_s \leqslant 5m$ 的条件下进行。对于更大的部件，大于 250kg，需要一艘供应船将备件运输到风力机。备件从运输船只到平台的安放（反之亦然），能够在风速 $V_w \leqslant 12m/s$，浪高 $H_s \leqslant 5m$ 的条件下进行。将部件从平台起吊到机舱中，由内部的起重机在风速 $V_w \leqslant 6m/s$，浪高 $H_s \leqslant 1.5m$ 的条件下进行。

3）更大的部件，例如发电机或者齿轮箱（重量高达 30t），将会通过维修船运输到风力机，安放在平台上，并在大型内部起重机的帮助下吊装入机舱中。同样最大的天气条件如前文所述。

4）要起吊整个风轮、机舱或者其他大型部件，需要配备有 100t 起重机的起重船。故障部件的更换需要 1～2 天的时间。在实际的更换作业之前，需要实施检测并且需要进行访问以卸载故障部件。在更换之后，有必要针对试运行进行几次访问。人员运输和进入风力机可以在最高风速 $V_w = 12m/s$、浪高 $H_s = 5m$ 下进行。在吊装活动期间，天气情况应是良好，也即，风速低于 6m/s（吊装）和 10m/s（在开放的机舱中作业）。停靠起重船只期间，风速应当低于 12m/s 且浪高低于 2m。

为了建模的目的，假设定期维护每年进行一次，并且持续三个工作日。并且预计每五年进行一次大型的定期维护活动，包括更换齿轮箱机油。假定对于需要技术人员进行访问的故障，故障率为每台风力机每年 4.5 次。另外，假定每台风力机每年需要五次远程的重起。最后，假定变压器每年故障为 0.3 次。成本模型显示基准线情况的可用性是 93.7%，并且 O&M 将花费 2.6 欧分/kWh。为了减小停工时间，有必要确定出是什么原因导致的停工。ECN 的 O&M 工具提供了确定驱动成本和停工时间因素的详细信息，包括图 18-21 所示的图形。能够看出，大部分的停机时间是由与发电机、齿轮箱和变压器有关的维修活动引起的。柱状图的白色部分表明等待好天气的时间占据了主导。

为了研究基准线结果中 O&M 成本作为输入参数变化的函数的灵敏度，并且确定 O&M 成本的上限和下限值，需要分析下面的选项：

选项 1：增加风力机的尺寸，使用 56 台容量为 5MW 的风力机，而不是 100 台 2.8MW 的风力机。如果 O&M 策略保持不变，并且假定 5MW 风力机的可靠性和 2.8MW 的风力机相似，那么访问和维修的次数将减少。并且整个 BOP 成本由于基础数量更少将会降低。由于 5MW 风力机并不如 2.8MW 的风力机成熟，因此假定

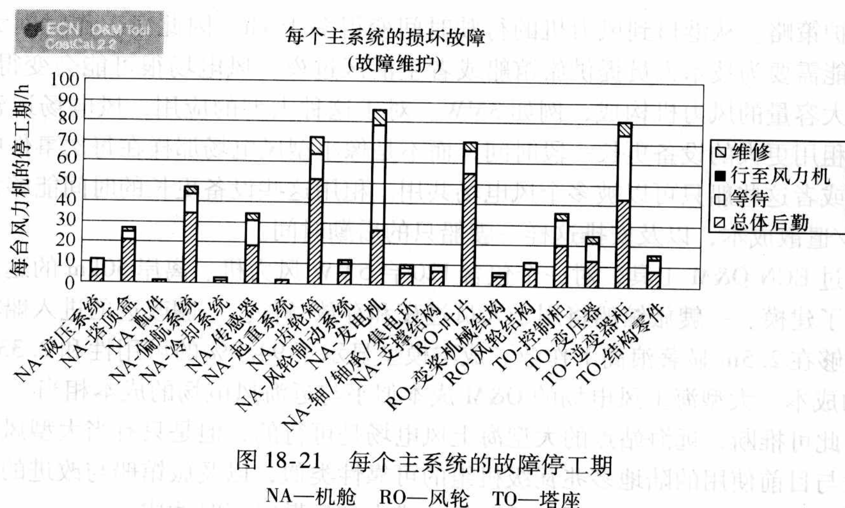


图 18-21 每个主系统的故障停工期

NA—机舱 RO—风轮 TO—塔座

可靠性降低 20%。

选项 2：离岸距离 40km，而不是 25km，这意味着船只更长的行驶时间。

选项 3：类似于选项 2，但是使用了旅馆船来过夜和存储中转备件。旅馆船需要高的投资成本和年运行成本，但是它能为技术人员带来更短的行驶时间和更长的工作时间。技术人员的比率已提高，因为他们采用离岸全天候服务。更廉价的 RIB 船只将被使用，取代大型的进入船只。

选项 4：可靠性提高（20%）的基准线。

选项 5：改进 O&M 基准线情景，意味着运输船只可以运输重达 2000kg 的备件到风力机，避免了供给船的使用。

这些结果在表 18-8 中进行了总结（请注意，这些结果仅与该虚构的风电场相关，不应被看做具有普遍适用性；它们只是用来示范成本模型的功能）

表 18-8 成本和停工期的总结

方案	风力机数量	距离/km	可靠性（%）	旅馆船	可行性（%）	O&M 成本/（欧分/kWh）
基准线	100	25	—	不	93.7	2.60
选项 1	56	25	80	不	92.1	2.38
选项 2	100	40	—	不	93.4	2.63
选项 3	100	40	—	是	94.0	2.79
选项 4	100	25	120	不	94.9	2.17
选项 5	100	25	—	不	94.9	2.24

18.5.2 远海风电场

对于未来的大型海上风电场，其离港口的距离通常超过 50km，则需要开发不

同的维护策略。从港口到风力机的行驶时间变得多于1h，因此净工作时间大大减少。可能需要为技术人员提供旅馆船或者生活区过夜。风电场很可能会变得更大，将有更大容量的风力机构成，例如3MW。对于这种大型的应用，风电场运营商很可能会租用更大的设备更长一段时间，而不是像小型风电场那样在每次事件中租用设备。或者这些船只可以被多个风电场共用。租用这些设备更长的时间能够大大减少动员/遣散成本，以及安排这样一艘船只的后勤时间。

通过ECN O&M工具，对一个包含120台5MW风力机、离岸50km的远海风电场进行了建模。一艘旅馆船将用于人员过夜和存放备件。一艘改进的进入船将被使用，能够在2.5m显著浪高下作业。成本模型显示了94.8%的可用性和2.33欧分/kWh的成本。大型海上风电场的O&M成本似乎与近海风电场的成本相当。

由此可推断，远海站点的大型海上风电场是可行的，但是只有当大型风力机的可靠性与目前使用的陆地多兆瓦级机组的可靠性类似，以及旅馆船与改进的进入船联合使用，以及能够降低大型起重驳船的成本和后勤时间时才成立。

18.5.3 运行和维护建模对应真实情况

如18.1.2节所指出的，几乎没有任何海上风电场运行经验是公开的。根据作者的经验，定期维护工作可以相当精确地估计。此外，确定故障维护工作量的部件故障率，也能够通过通用数据库或者运行经验精确地确定。然而，由于设计和开发错误以及导致的整体改进等一系列问题所造成的所谓的“计划外故障维护”的数量，可能在O&M建模过程中难以被估计。对于更换大型部件所需的访问次数和维修次数也是如此。最初由O&M专家做出的估计大部分表明了所需访问次数的一个乐观值。

18.6 参考文献

1. *http://www.offshore-sea.org.uk/site/5*.
2. Durstewitz, M *et al.*. (2002), *Wind Energy Report Germany 2001; Annual Evaluation of WMEP*, ISET, Germany 2002 (and subsequent years).
3. Windstats Newsletter, Quarterly International Publication, 1994–2003, *www.windstats.com*.
4. Braam, H and Rademakers, L W M M (2001), *The MAINTENANCE MANAGER Collecting and Analysing Maintenance Data of Wind Turbines*, ECN-C-01-012.
5. BTM Consult. (2002), *World Market Update 2001*, Chapter 6. Denmark, March 2002.
6. *http://www.berr.gov.uk/files/file42918.pdf; /file41542.pdf; /file34791.pdf; /file41543.pdf*; and */file41600.pdf, 2008*
7. Bengtsson, M (Mälardalen University, Sweden) (2004), 'Condition based maintenance system technology – Where is development heading?', *Euromaintenance 2004, Proceedings of the 17*th *European Maintenance Congress*, 11–13 May 2004, Barcelona, Spain.
8. Davies, A, editor (1998), *Handbook of Condition Monitoring; Techniques and Methodology*. Chapman & Hall, ISBN 0 412 61320 4.
9. Stratford, P (2007), 'Assessing the financial viability of offshore wind farms', *Proceedings EWEC 2007*, Milan, Italy, 7–10 May 2007.

10. Philips, J L, Morgan, C A and Jacquimin, J (2006), 'Evaluating O&M Strategies for offshore wind farms through simulation – the impact of wave climatology', *OWEMES 2006, Civitavecchia*, Italy, 20–22 April.
11. Rademakers, L W M M, Braam, H, Obdam, T S (ECN Wind Energy), Frohböse, P (Germanischer Lloyd) and Kruse, N (HAW Hamburg). (2007), 'Tools for estimating operation and maintenance costs for offshore wind farms: State of the Art', *Presented at the Hamburg Offshore Wind Conference 2007*, Hamburg.
12. Rademakers, L W M M, Braam, H and Obdam, T S (2008), 'Estimating costs of operation and maintenance for offshore wind farms', *Presented at the European Wind Energy Conference 2008*, Brussels, ECN-M-08-027.
13. Rademakers, L W M M, Braam, H, Zaaijer, M B and van Bussel, G J W (2003), 'Assessment and optimisation of operation and maintenance of offshore wind turbines', *Proceedings EWEC 2003*, Madrid, 16–19 June 2003.
14. Wiggelinkhuizen, E J, Rademakers, L W M M, Verbruggen, T W, Watson, S J, Xiang, J, Giebel, G, Norton, E J, Tipluica, M C, Christensen, A J Becker, E (2007), CONMOW (CONdition Monitoring Offshore Wind turbines) Final Report, ECN-E-07-044, July 2007.
15. Wiggelinkhuizen, E J, Verbruggen, T, Braam, H, Rademakers, L, Xiang, J Watson, S (2008), 'Assessment of condition monitoring techniques for offshore wind farms', *Paper Presented in the Journal of Solar Engineering*, August 2008, Volume 130, Issue 3, 031004.
16. Verbruggen, T W and van der Werffl, P A (2007), *Conditiebewaking rotor bladen; Belastingsmetingen* met *optische sensoren*, ECN-E–07-025, April 2007.
17. Obdam, T S, Rademakers, L W M M and Braam, H (2009), 'Flight leader concept for wind farm load counting and performance assessment', *Proceedings EWEC 2009*, Marseille, 15–19 March, 2009.
18. D Vose. (2000), *Risk Analysis: A Quantitative Guide*, second edition, John Wiley & Sons, Ltd; ISBN 0-471-99765-X

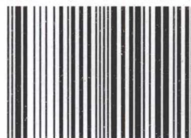


国际视野　科技前沿

国际电气工程先进技术译丛

传播国际最新技术成果　搭建电气工程技术平台

《风能系统——实现安全可靠运行的优化设计与建设》
《储能技术》
《光伏系统工程》（原书第3版）
《光伏与风力发电系统并网变换器》
《功率半导体器件：原理、特性与可靠性》
《车辆能量管理：建模、控制与优化》
《纯电动及混合动力汽车设计基础》（原书第2版）
《电动汽车技术、政策与市场》
《永磁无刷电机及其驱动技术》
《先进电气驱动的分析、建模与控制》
《智能电网可再生能源系统设计》
《风力发电工程指南》
《用于制造固体氧化物燃料电池的钙钛矿型氧化物》
《太阳能物理》
《柔性交流输电系统在电网中的建模与仿真》
《风电并网：联网与系统运行》
《可再生能源的转换、传输和储存》
《海底电力电缆——设计、安装、修复和环境影响》
《光伏技术与工程手册》
《风力发电的模拟与控制》
《风电场并网稳定性技术》
《智能电网中的电力电子技术》
《电磁屏蔽原理与应用》
《高效可再生分布式发电系统》
《电网保护》
《分布式发电——感应和永磁发电机》
《电力系统谐波》
《风能与太阳能发电系统——设计、分析与运行》（原书第2版）
《瞬时功率理论及其在电力调节中的应用》
《风力机控制系统原理、建模及增益调度设计》
《高压输配电设备实用手册》
《电力变流器电路》
《电力系统中的电磁兼容》
《超高压交流输电工程》（原书第3版）
《高压直流输电与柔性交流输电控制装置——静止换流器在电力系统中的应用》
《电磁兼容原理与应用》（原书第2版）
《电力电子技术手册》
《基于晶闸管的柔性交流输电控制装置》
《电力电容器》
《电力系统谐波——基本原理、分析方法和滤波器设计附习题解答》
《配电可靠性与电能质量》
《现代电动汽车、混合动力电动汽车和燃料电池车——基本原理、理论和设计》（原书第2版）



上架指导　工业技术／电气工程／风电

ISBN 978-7-111-41950-1　定价：128.00元

[General Information]
书名=风能系统：实现安全可靠运行的优化设计与建设
页数=477
SS号=13282506